



Développement d'un mur capteur-stockeur solaire pour le chauffage des bâtiments à très basse consommation d'énergie

Vincent Basecq

► To cite this version:

Vincent Basecq. Développement d'un mur capteur-stockeur solaire pour le chauffage des bâtiments à très basse consommation d'énergie. Autre. Université de La Rochelle, 2015. Français. NNT : 2015LAROS013 . tel-01373402

HAL Id: tel-01373402

<https://theses.hal.science/tel-01373402>

Submitted on 28 Sep 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



UNIVERSITÉ DE LA ROCHELLE

ÉCOLE DOCTORALE
SI-MMEA

Laboratoire LASIE

THÈSE
présentée par :
Vincent BASECQ

soutenue le 28 septembre 2015
pour l'obtention du grade de Docteur de l'Université de La Rochelle
Discipline : Génie civil

**Développement d'un mur capteur/stockeur solaire pour le chauffage des
bâtiments à très basse consommation d'énergie**

JURY :

Gilles FRAISSE
Joseph VIRGONE
Patrice BLONDEAU
thèse
Ghislain MICHAUX
Christian INARD
Christophe MENEZO

Professeur, Université de Savoie Mont Blanc , Rapporteur
Professeur, Université Claude Bernard Lyon 1, Rapporteur
Maître de conférences, HDR, Université La Rochelle, Directeur de
Maître de conférences, Université de La Rochelle, Co-directeur
Professeur, Université de La Rochelle, Examineur
Professeur, INSA Lyon, Examineur

“Ce n'est pas parce que les choses sont difficiles que nous n'osons pas, c'est parce que nous n'osons pas qu'elles sont difficiles.” Sénèque

Remerciements

Je tiens à remercier Patrice Blondeau mon directeur de thèse, pour son apport et son soutien. Un grand merci à Ghislain Michaux mon co-directeur de thèse, pour sa disponibilité, son encadrement et l'aide apportée durant mon travail, que ce soit scientifiquement ou humainement. Je remercie également Christian Inard d'avoir monté le projet Thermicap et avoir tout mis en œuvre pour que ce travail de thèse se déroule dans les meilleures conditions matérielles. Je le remercie également pour son encadrement et son suivi du projet, ses critiques mais aussi son écoute. Enfin je les remercie tous les trois pour leur patience et pour avoir tout mis en œuvre pour que je soutienne malgré mon retard.

Je remercie grandement les membres du Jury, messieurs Joseph Virgone et Gilles Fraisse pour avoir rapporté mon travail, et monsieur Christophe Menezo pour avoir présidé le jury.

Je remercie la région Poitou Charente pour le financement du projet Thermicap. J'adresse également un remerciement à CASES Home pour avoir permis la mise en place de la première expérience.

Un grand merci à Michel Burlot pour les nombreuses heures passées à monter les expériences, et à tous les membres du laboratoire qui ont participé de près ou de loin à la mise en place de ces expériences.

Merci à Karim Aït-Mokhtar, pour m'avoir appuyé auprès de l'école doctorale afin de terminer la rédaction de ce manuscrit.

Merci aux collègues de thèse, en particulier Dum-dum, Minou, Salah, Valou, Adrien Gros, qui m'ont supporté dans mes humeurs et ont répondu d'une manière ou d'une autre présent.

Une pensée à ma famille, même si les mots ne sont pas toujours notre fort, vous avez été et serez toujours à mes côtés... et une bise à ma Nonna qui peut être encore plus fière aujourd'hui (si c'est possible), et à bon papa et bonne maman qui n'auront pas eu cette chance. ... Un grand merci à Héloïse pour ses 6 derniers mois de thèses passés à tes côtés et ton soutien indéfectible. Et une dédicace aux colocs, Marc, Hicham, Olivier, Iria (pour la joie contagieuse), Solène et Loig, Mich-Mich, et aussi aux amis rochelais Nico, Cécile, etc.... Et enfin une bise aux Boys to Men (Akym, Toto, Paco, H-III, Jéré), aux Neus de Belgique, au Mac Nultys, à la trinquette et à l'éternelle AS Vérines... et Mia san Mia.

Table des matières

TABLE DES MATIÈRES	3
INTRODUCTION GÉNÉRALE	10
NOMENCLATURE	12
CHAPITRE 1	15
1 Introduction	16
2 Matériaux utilisés pour le stockage thermique dans l'habitat	17
2.1 Activation de la masse thermique (AMT) du bâtiment	17
2.2 Introduction aux matériaux à changement de phase	18
2.2.1 La surfusion	20
2.2.2 La ségrégation	20
2.2.3 Le cycle de vie thermique	20
2.2.4 L'inflammabilité	21
2.2.5 La corrosion des matériaux	21
2.2.6 La dilatation	21
2.3 Classification des MCP et MCP utilisés dans le bâtiment	21
2.4 Propriétés des MCP utilisés dans le bâtiment	22
2.4.1 Propriétés requises	22
2.4.2 Avantages et inconvénients de chaque groupe de MCP	23
2.5 Méthodes d'incorporation des MCP	24
3 Stockage thermique passif à faible température	28
3.1 Introduction	28
3.2 Masse thermique du bâtiment	28
3.2.1 Activation de surface	28
3.2.2 Activation de corps	33
3.3 Unité de stockage thermique passif	37
3.3.1 Les capteurs solaires	37
3.3.2 Rafraîchissement naturel dans les bâtiments	38
3.4 Autres systèmes de stockage passif	41
3.4.1 Le stockage géothermique de faible profondeur : le puits canadien	41
3.4.2 Les revêtements de surface avec MCP	42
3.4.3 Stores voilés avec MCP	42
4 Les murs solaires	43
4.1 Les murs solaires à effet de serre	43
4.1.1 Fonctionnements des murs solaires, avantages et inconvénients	43
4.2 Autres murs solaires	45
4.2.1 Mur solaire de Stirith et Novak (1996)	45

4.2.2	Mur à eau et mur transparent (transwall)	46
4.3	Masse thermique des murs solaires	46
4.3.1	Masse thermique sensible	46
4.3.2	Masse thermique latente	47
4.4	Synthèse sur les murs solaires	48
5	Conclusion	49
CHAPITRE 2		50
1	Introduction	51
2	Prototype du mur capteur/stockeur	52
2.1	Principe et composants de l'effet de Serre	53
2.1.1	Principe de l'effet de serre	53
2.1.2	Vitre	53
2.1.3	Lame d'air	54
2.1.4	Paroi captatrice	54
2.2	Unité de stockage thermique (UST)	55
2.2.1	Apports énergétiques et ordre de grandeur de la capacité de stockage	55
2.2.2	Choix du MCP	55
2.2.3	Encapsulation du MCP et création d'ailettes thermiques	56
2.2.4	Surface d'échange entre l'air et l'UST, et coefficients d'échange convectif	57
2.2.5	Nombre, diamètre et répartition des tubes dans une colonne, méthode du Nombre d'Unités de Transfert (NUT)	59
2.2.6	Caractérisation des changements de phase et de l'enthalpie relative du MCP en fonction de sa température	65
2.2.7	Récapitulatif des dimensions de l'UST et de sa constitution	67
2.3	Automate, pilotage du volet et du bipasse	67
2.3.1	Automate	67
2.3.2	Pilotage du volet	68
2.3.3	Pilotage du bipasse	69
2.3.4	Pilotage du convecteur électrique	69
3	Description du dispositif expérimental	71
3.1	Cellule expérimentale et cellule d'acquisition	71
3.2	Centrale d'acquisition	73
3.3	Mesures météorologiques	74
3.3.1	Mesure du vent	74
3.3.2	Mesure de la température et de l'humidité de l'air	74
3.3.3	Mesure du rayonnement solaire	75
3.4	Instrumentation de l'UST	76
3.4.1	Mesure de la température d'air en entrée et sortie de l'UST	77
3.4.2	Mesure des densités de flux de chaleur et des températures sur la paroi captatrice	77
3.4.3	Mesures de température à la surface des tubes circulaires et des colonnes de stockage	77
3.5	Instrumentation de la cellule expérimentale	77
3.6	Discussion concernant la mesure du débit d'air circulant dans le mur capteur/stockeur	79
4	Essais expérimentaux en évolution libre de température intérieure	80
4.1	Introduction	80

4.2	Conditions expérimentales	80
4.2.1	Conditions météorologiques	80
4.2.2	Conditions intérieures	81
4.3	Bilan énergétique de l'UST	83
4.3.1	Énergies reçue et réémise	83
4.3.2	Énergie de préchauffage	85
4.3.3	Énergie accumulée par l'UST	86
4.4	Constat expérimental sur le prototype de l'UST	87
4.4.1	Phénomène de recouvrement de la phase liquide sur la phase solide	87
4.4.2	Distribution de l'air dans les colonnes	89
5	. Essais expérimentaux avec température intérieure imposée	92
5.1	Introduction	92
5.2	Conditions expérimentales	92
5.2.1	Conditions météorologiques	92
5.2.2	Conditions expérimentales	92
5.3	Bilan énergétique de l'UST	94
5.3.1	Énergies reçue et réémise	94
5.3.2	Énergie de préchauffage	95
6	Conclusion	96
	CHAPITRE 3	97
1	Introduction	98
2	Modélisation de l'effet de serre, calcul des densités de flux en paroi	100
2.1	Rayonnement solaire global absorbé par la paroi captatrice	100
2.1.1	Calcul des propriétés radiatives du double vitrage (τ et α)	101
2.1.2	Propriétés radiatives d'une vitre	101
2.1.3	Réflexion du rayonnement pour une interface air/vitre	101
2.1.4	Incidence de chaque composante du rayonnement solaire	102
2.1.5	Incidence de l'angle de réflexion du rayonnement incident à la paroi captatrice	102
2.1.6	Synthèse et remarque concernant le calcul du rayonnement solaire global absorbé par la paroi captatrice par effet de serre	102
2.2	Échanges thermiques avec l'environnement extérieur	103
2.2.1	Équations du modèle à 5 nœuds	104
2.2.2	Coefficients d'échange des différents modèles	105
2.3	Flux en paroi captatrice de l'UST	106
2.4	Validation du modèle d'effet de serre	106
3	Modélisation des transferts thermiques dans l'UST et dans le MCP	108
3.1	Introduction à la modélisation des phénomènes de transfert dans le MCP	108
3.2	Modèles de MCP intégrés au bâtiment	110
3.3	Modèles d'échangeurs avec MCP	111
3.4	Synthèse de la revue des modèles utilisés dans le bâtiment et dans les échangeurs	111
3.5	Équation de conservation de l'énergie sous forme enthalpique	114
3.6	Méthode numérique adoptée	115
3.6.1	Géométrie et maillage	115
3.6.2	Discretisation de l'équation de conservation de l'énergie.	116

4	Modélisation de l'échange convectif entre l'air et la paroi des tubes cylindriques	119
4.1	Maillage des tubes	119
4.2	Calcul du coefficient de convection	119
4.2.1	Coefficient de convection pour une maille k à partir de l'expression du nombre de Nusselt moyen en régime laminaire	120
4.2.2	Coefficient de convection pour une maille k à partir de valeurs du nombre de Nusselt local en régime laminaire	121
4.2.3	Comparaison des valeurs des coefficients de convection pour une maille k calculées selon les 2 méthodes	121
4.3	Détermination de la quantité de chaleur échangée par convection à l'intérieur des tubes traversant l'UST	121
5	Discretisation temporelle et algorithme	122
5.1	Intégration temporelle de l'équation de conservation de l'énergie appliquée à l'UST	123
5.2	Calcul de la température d'air en sortie de chaque maille des tubes de l'UST	124
5.3	Couplage entre TRNSYS et le modèle de mur capteur	125
5.4	Algorithme du modèle	126
6	Sensibilité des résultats du modèle de mur capteur au maillage	128
6.1	Sensibilité des résultats du modèle au maillage dans le plan horizontal	128
6.1.1	Cas de la décharge	128
6.1.2	Cas de la charge	129
6.2	Sensibilité des résultats du modèle au maillage selon l'axe vertical z	130
6.2.1	Cas de la décharge	130
6.2.2	Cas de la charge	132
6.3	Choix du maillage	132
7	Conclusion	134
CHAPITRE 4		135
1	Introduction	136
2	Dispositif expérimental	137
2.1	Description du second dispositif expérimental développé	137
2.2	Instrumentation et incertitudes de mesure	139
2.3	Caractérisation du dispositif expérimental	140
2.3.1	Détermination du coefficient de transmission thermique entre l'UST et son environnement	140
2.3.2	Caractérisation des infiltrations d'air dans le circuit aéraulique	140
3	Introduction aux essais expérimentaux et aux bilans énergétiques réalisés	141
3.1	Description des essais expérimentaux	141
3.1.1	Les essais de décharge	141
3.1.2	Les essais de charge	141
3.1.3	Les essais de charge et de décharge simultanées :	141
3.2	Bilan énergétique de l'UST	142
4	Essais de décharge seule	143
4.1	Évolution de la température au sein du MCP et de la température d'air en sortie d'UST	144
4.1.1	Comparaison de l'évolution de la température entre les niveaux	144

4.1.2	Comparaison de l'évolution de la température à un niveau donné	145
4.2	Bilan énergétique	145
5	Résultats de simulation de décharge et confrontation aux résultats expérimentaux	147
5.1	Objet des simulations	147
5.2	Résultats de simulation	147
5.3	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques	148
6	Essais de charge seule	150
6.1	Évolution de la température au sein du MCP	150
6.1	Synthèse	151
7	Résultats de simulation de charge et confrontation aux résultats expérimentaux	154
7.1	Objet des simulations	154
7.2	Résultats de simulation	154
7.3	Comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux	155
7.4	Conclusion:	156
8	Essais de charge et décharge simultanées	157
8.1	Conditions expérimentales des essais	157
8.2	Évolution des températures au sein du MCP	158
8.3	Température d'air et bilan énergétique	158
9	. Résultats de simulation de charge et décharge simultanées et confrontation aux résultats expérimentaux	161
9.1	Objet des simulations	161
9.2	Résultats de simulation	161
9.3	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques	162
9.3.1	Températures du MCP et variation quotidienne de l'enthalpie du MCP	162
9.3.2	Température de l'air en sortie et énergie fournie à l'air	163
9.3.3	Synthèse de la comparaison	164
10	Conclusion	165
	CONCLUSION GÉNÉRALE	167
	BIBLIOGRAPHIE	170
	ANNEXES	180
	Annexe A : MCP disponibles dans le commerce	180
	Annexe B : Résistance thermique de la lame d'air fermée verticale en fonction de son épaisseur	183
	Annexe C : Formule empirique pour les valeurs des propriétés thermophysiques de l'air	185
	Conductivité thermique de l'air	185
	Capacité thermique massique	185
	Masse volumique de l'air	185
	Viscosité cinématique	185
	Nombre de Prandtl	185

Annexe D : Comparaison des résultats des tests DSC aux données fournies par Rubitherm	187
Annexe E : Blocs fonctionnels des différentes fonctions de l'UST	190
Légende des blocs fonctionnels	190
Pilotage du volet	190
Pilotage du bipasse	191
Pilotage du convecteur électrique	192
Annexe F: Test d'étanchéité de la cellule expérimentale	193
Test Blowerdoor	193
Test du Perméascope	193
Commentaires	194
Annexe G : Différences entre les 4 mesures de fluxmètres	195
Annexe H : Présentation des travaux de modélisation de MCP inclus dans des éléments de l'enveloppe du bâtiment	197
Annexe I : Présentation des travaux de modélisation de MCP utilisés dans des échangeurs thermiques	202
Annexe J : Choix de la fonction enthalpie/température pour le modèle, comparaison des résultats numériques et expérimentaux	207
Annexe K : Établissement de l'Équation (87) permettant de calculer un coefficient de convection pour une maille à partir des valeurs des coefficients de convection moyen déterminées sur deux distances délimitant la maille	208
Annexe L : Sensibilité du modèle au maillage selon la taille de maille dans le plan vertical pour le cas de la charge	209
Annexe M : Étalonnage des thermocouples	210
Annexe N : Calcul des incertitudes sur le bilan énergétique	213
Incertitude des propriétés thermophysiques	213
Propriétés thermiques de l'air	213
Propriétés thermiques du MCP	213
Incertitude de calcul du coefficient U_p	214
Incertitude de calcul du taux d'infiltration d'air	214
Incertitude de calcul du débit réel	216
Annexe O : Confrontation des résultats expérimentaux et numériques pour des essais de charge et décharge simultanées	217
Expérience 1	217
Expérience 2	217
Expérience 3	218
Synthèse :	219

Introduction générale

Dans un contexte de diminution des ressources énergétiques non-renouvelables, d'inquiétude vis-à-vis du nucléaire et de ses dangers, et surtout du réchauffement climatique dû aux émissions de gaz à effet de serre, il est nécessaire de diminuer nos consommations énergétiques et de s'orienter vers des sources d'énergies renouvelables.

Ce contexte amène le secteur du bâtiment à réduire ses consommations énergétiques. En effet celui-ci représente à lui seul 43 % de la consommation énergétique en France. Ainsi, les exigences de performance énergétique des bâtiments se sont renforcées depuis plusieurs années, avec aujourd'hui la généralisation des bâtiments à basse consommation d'énergie (BBC), et l'augmentation des bâtiments passifs et à énergie positive. Ces bâtiments, bénéficiant d'une forte isolation thermique de leur enveloppe, nécessitent moins d'énergie pour le chauffage. Toutefois, le renouvellement d'air sanitaire induit des déperditions d'énergie qu'il convient aussi de réduire. L'une des solutions est de préchauffer l'air neuf entrant dans le bâtiment. Ce préchauffage peut provenir de la récupération de déperditions de chaleur, par exemple à l'aide d'une VMC double flux, ou de l'exploitation d'énergies renouvelables, par exemple à l'aide d'un puits canadien qui permet la récupération d'énergie géothermique à faible profondeur.

Dans le cadre du travail de thèse présenté ici, un mur solaire / stockeur a été développé afin de capter l'énergie provenant du rayonnement solaire, de la stocker et de la restituer à l'air neuf entrant. Le principe du mur solaire est connu depuis le 19^{ème} siècle. Il permet d'optimiser les apports solaires incidents à un mur par effet de serre en plaçant une vitre devant ce dernier. À ce mur solaire est associée une unité de stockage d'énergie latente. Depuis plus de 30 ans, le stockage latent dans le bâtiment par l'exploitation des matériaux à changement de phase (MCP) est traité dans la littérature. Le stockage latent permet de développer des unités de stockage thermique (UST) compactes, dans des plages de températures réduites. Ceci permet d'optimiser les performances du stockage et de la restitution de chaleur.

L'UST développée ici a une architecture particulière. En effet, l'air neuf entrant circule dans des tubes qui traversent le MCP contenu dans l'UST. Le fonctionnement du mur capteur/stockeur consiste à capter l'énergie provenant du rayonnement solaire durant les périodes d'ensoleillement, et à le restituer à l'air entrant, selon la température de ce dernier et selon les besoins de chauffage du bâtiment.

Deux prototypes ont été développés dans le cadre de cette thèse. Le premier a été intégré à la façade d'un bâtiment existant et utilisé dans des conditions réelles de fonctionnement. Une campagne expérimentale a été menée durant l'hiver 2012/2013. Certaines limites à l'exploitation des résultats alors obtenus nous ont amené à concevoir un second prototype qui a été intégré à un banc expérimental et utilisé dans des conditions de laboratoire maîtrisées.

Par ailleurs, un modèle numérique de ce mur a été développé dans l'optique d'un couplage avec un code de simulation thermique dynamique (STD) multizone du bâtiment. Le modèle développé est composé de trois sous-modèles, l'un pour l'effet de serre, un autre pour le comportement thermique de l'UST intégrant le MCP, et un dernier pour la restitution de la chaleur à l'air neuf

entrant. Le premier s'appuie sur des modèles existants et validés dans la littérature. Le second est un modèle simplifié, reposant sur des hypothèses simplificatrices relativement fortes. Ceci est motivé par la nécessité de limiter le temps d'exécution du modèle de mur capteur/stockeur dans l'optique de son couplage au code de STD du bâtiment. Enfin, le troisième permet de déterminer la température de l'air soufflé dans le bâtiment. Cette température est la principale sortie du modèle, communiquée au code de STD.

Enfin, les résultats numériques obtenus à l'aide du modèle de mur capteur/stockeur sont confrontés aux résultats expérimentaux obtenus avec le second prototype afin de valider le modèle développé.

Le mémoire de thèse est composé de quatre chapitres. Le premier dresse un état de l'art, d'une part, du stockage de chaleur à basse température dans le bâtiment, en particulier du stockage latent, et, d'autre part, des différents murs solaires (capteurs éventuellement stockeurs) développés au cours des 50 dernières années.

Le second chapitre concerne le développement du premier dispositif expérimental et en présente l'architecture. Le troisième chapitre décrit le modèle numérique de mur capteur/stockeur développé. Ce travail repose sur une revue des différents modèles développés et présents dans la littérature, et se termine par une étude de la sensibilité du modèle au maillage. Enfin le quatrième chapitre donne une description du second dispositif expérimental mis en place. L'une de ses particularités est de permettre la mesure de température au sein même du MCP. Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés et confrontés aux résultats numériques dans l'objectif de valider le modèle développé dans les conditions testées expérimentalement.

Nomenclature

Symboles :

Dh	diamètre hydraulique	m
E	énergie	J
e	épaisseur	m
ec	épaisseur de colonne	m
f	fraction liquide	(-)
H	hauteur	m
h	coefficient d'échange superficiel convectif	$W.m^{-2}.K^{-1}$
H	enthalpie	J
h	enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
K	coefficient d'extinction	(-)
L	longueur; chaleur latente	m ; $J.kg^{-1}$
l	largeur	m
lc	largeur de colonne	m
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
n	nombre	(-)
n_r	indice de réfraction	(-)
NUT	nombre d'unité de transfert thermique	(-)
P	périmètre	m
$P_{film\ chauffant}$	puissance d'alimentation du film chauffant	W
\dot{Q}_{Air}	débit volumique	$m^3.s^{-1}$
r	rayon	m
R,	résistance thermique	$K.W^{-1}$
RAT	ratio de surface	(-)
ri	rayon intérieur	m
ro	rayon extérieur	m
S	surface	m^2
SL	capacité de stockage latent	J
s(t)	position du front de fusion (problème de Stefan)	(-)
T	température	K
t	temps	s
U	conductance thermique	$W.m^{-2}.K^{-1}$
v	vitesse	$m.s^{-1}$
V	volume	m^3
v_m	vitesse moyenne	$m.s^{-2}$
x, y, z	coordonnées spatiales	(m)

Symboles grecs :

α	absorptivité	(-)
Δ	gradient	(-)

ε	emissivité	(-)
θ	angle d'incidence	°
λ	conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
ν_{Air}	viscosité cinématique de l'air	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ρ	réflectivité ; masse volumique	(-) ; kg.m^{-3}
σ	constante de Stefan Boltzmann	$\text{kg.s}^{-3}.\text{K}^{-4}$
τ	transmissivité	(-)
ε	taux d'infiltration	(-)
Φ	Flux de chaleur	W
φ	densité de flux de chaleur	W.m^{-2}

Nombre adimensionnels :

Gr	Nombre de Grashof
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds

Indices :

acier	Acier des colonnes de l'UST
air	air
captée	absorbée par le mur
colonne	colonne
conv	convectif
diffus	solaire diffus
direct	solaire direct
eq	équivalent
ext	extérieur
f	fusion
f1	début de la fusion lorsque celle-ci intervient sur une plage de température
f2	fin de la fusion lorsque celle-ci intervient sur une plage de température
g	global
i	indice
int	intérieur
j	indice
i,j,k	indice de discrétisation spatiale
k	indice du maillage des tubes de l'UST
L	sur la longueur
l	liquide
l.f.	lame d'air fermée
mur	mur
p, paroi	paroi captatrice
perdue	perdue par le mur
plan	dans les cas d'une surface plane
reçue	énergie reçue par l'UST

réfléchi	solaire réfléchi
s	solide (propriété thermo-physique du MCP) ; sortie (température de l'air soufflé)
s1	fin de la solidification lorsque celle-ci intervient sur une plage de température
s2	début de la solidification lorsque celle-ci intervient sur une plage de température
sensible	hors changement de phase
solaire	rayonnement solaire
surf	paroi interne des tubes de l'UST
T	totale
tubes	tubes de l'UST dans lesquels circule l'air
v	double vitrage
vent	vent
z' et z''	dimensions d'une maille k

Acronymes :

CLO	Courtes Longueurs d'Onde
DSC	Differential Scanning Calorimetry
GLO	Grandes Longueurs d'Onde
MCP	Matériau à Changement de Phase
UST	Unité de Stockage Thermique
PE	Période d'Exposition
PNE	Période de Non Exposition

Chapitre 1

Stockage passif de chaleur dans le bâtiment,
utilisation du stockage latent et murs
solaires. État de l'art.

1 Introduction

Le stockage d'énergie thermique est une technologie utilisée avec succès à travers le monde, et ce depuis plusieurs milliers d'années. Aujourd'hui, des systèmes de stockage et d'utilisation des énergies renouvelables sont commercialisés, mais de nombreux développements sont encore en cours, couvrant une large variété de technologies telles que :

- l'activation de la masse thermique du bâtiment, et l'amélioration du contrôle de la restitution de chaleur ;
- le stockage d'énergie thermique sous forme latente, grâce aux matériaux à changement de phase (MCP) ;
- le stockage géothermique ;
- les réservoirs de stockage thermique.

Ce chapitre décrit les différents matériaux et procédés utilisés pour le stockage thermique, avec une attention particulière portée aux MCP, qui permettent le stockage d'énergie thermique sous forme latente. Ensuite, les principales technologies de stockage passif sont présentées. Le stockage passif est défini comme un stockage pour lequel le vecteur de transport de l'énergie ne contribue pas significativement au stockage (Basecq *et al.*, 2013). C'est par exemple le cas lorsque l'énergie est véhiculée par l'air, ce dernier ayant une faible chaleur spécifique massique. Pour les systèmes de stockage passif, la chaleur est stockée à faible température, généralement comprise entre 20 et 60 °C pour des applications dans le bâtiment. Les systèmes de stockage actif, pour lesquels le vecteur de transport contribue au stockage (l'eau par exemple), ne sont pas décrits dans ce chapitre, mais une présentation en a été faite par ailleurs (Basecq *et al.*, 2013). Enfin, ce chapitre se termine par la présentation des systèmes de valorisation de l'énergie solaire, tel que celui développé et testé dans le cadre de cette thèse : les murs solaires avec MCP.

2 Matériaux utilisés pour le stockage thermique dans l'habitat

L'énergie thermique peut être stockée sous forme sensible et/ou latente. Le stockage sensible est quantifié par la chaleur spécifique, c_p ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$), qui caractérise l'énergie nécessaire à l'élévation de 1K de 1kg du matériau considéré, sans changement de phase. Le stockage latent est caractérisé par la chaleur latente, L (J/kg), qui représente la quantité d'énergie nécessaire au changement de phase de 1kg du matériau considéré. La capacité de stockage peut être exprimée sous forme volumique, soit ρc_p en sensible et ρL en latent, ρ étant la masse volumique du matériau.

Le Tableau 1 donne les propriétés thermophysiques de matériaux communément rencontrés dans le bâtiment (IEA–ECBCS-Annexe 44, 2009).

2.1 Activation de la masse thermique (AMT) du bâtiment

La structure et l'enveloppe du bâtiment ont une masse thermique qui contribue au stockage calorifique, jouant ainsi le rôle de « réservoir thermique » naturel. La masse thermique d'un bâtiment a un effet tampon qui permet d'atténuer l'impact des fluctuations des conditions météorologiques externes (température, ensoleillement) et des charges thermiques internes (équipements, occupants), d'où un lissage de la température intérieure aussi bien en hiver qu'en été (Russel et Surendran, 2001). L'utilisation passive de cette masse thermique est très répandue. Pour certains éléments du bâtiment on peut aussi augmenter la masse thermique et contrôler son utilisation à l'aide de systèmes d'activation.

L'activation de la masse thermique (AMT) est un procédé relativement récent, adapté au stockage à court terme dans le bâtiment (Pavlov et Olesen, 2011, Hasnain, 1998, Sunliang, 2010). L'agence internationale de l'énergie (AIE) a établi une vue d'ensemble des éléments d'activation thermique utilisés pour améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments (IEA–ECBCS-Annexe 44, 2009). On distingue deux types d'AMT :

- l'AMT externe, lorsque l'élément stockeur est exposé aux conditions extérieures (élément situé en façade ou en toiture) ;
- l'AMT interne, lorsque l'élément stockeur est exposé aux conditions intérieures (élément situé du côté intérieur d'un mur, d'un plancher ou d'un plafond).

Pour les murs, la distinction entre activation externe et interne dépend de la position de l'isolant, comme indiqué par la Figure 1. L'AMT peut se faire sous forme sensible uniquement, ou sous forme sensible et latente, lorsqu'un MCP est incorporé dans les matériaux de construction par exemple. On distingue aussi, comme illustré par la Figure 2, deux principes d'activation : en surface et au cœur de la structure. L'activation en surface se traduit par des échanges thermiques convectifs et radiatifs à la surface de la masse thermique. L'activation au cœur de la masse thermique nécessite la circulation d'un fluide au sein de l'élément de stockage et se traduit donc par des échanges convectifs.

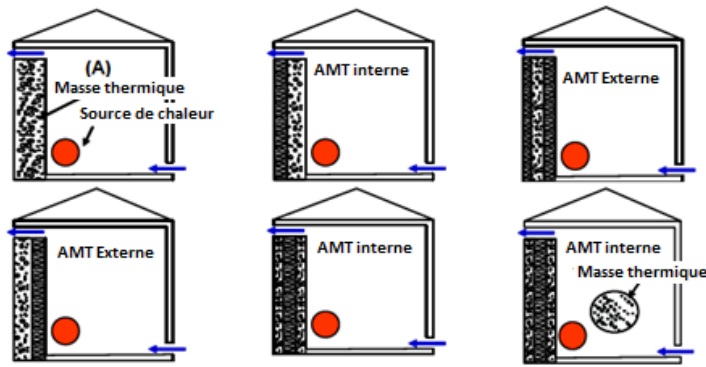


Figure 1 : Exemples de localisation de la masse thermique (IEA-ECBCS, Annex 44, 2009)

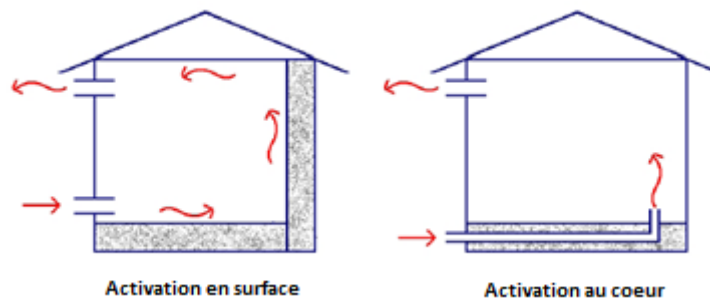


Figure 2 : Principe de l'activation thermique de l'AMT (IEA-ECBCS, Annex 44, 2009)

2.2 Introduction aux matériaux à changement de phase

Les MCP sont utilisés pour leur capacité de stockage de chaleur latente. Par comparaison aux matériaux de stockage de chaleur sensible, ils ont l'avantage de stocker une quantité d'énergie supérieure à volume égal et dans une plage de température plus réduite. Pour des applications dans le bâtiment, le stockage latent est réalisé avec des MCP ayant une température de fusion comprise entre 20° et 60 °C (Baetens *et al.*, 2010).

Pour un MCP idéal, le changement de phase (de liquide à solide ou de solide à liquide) a lieu à température constante, T_f (température de fusion). Lorsque la température est inférieure à T_f , le matériau est solide, et lorsque la température est supérieure à T_f , le matériau est liquide (Figure 3). Pour une évolution de température constante dans le temps d'un matériau, le flux de chaleur est plus important durant le changement de phase que dans son état liquide ou solide (Figure 4, droite).

On parle de comportement thermique idéal (ou de MCP idéal) lorsque la fusion se déroule à température constante sans hystérésis entre la solidification et la liquéfaction. Pour les matériaux réels, le changement de phase intervient sur une plage de température de fusion $[T_{f1}; T_{f2}]$. Par ailleurs, la plupart des matériaux présente un phénomène d'hystérésis entre leurs plages de fusion et de solidification. De la même façon, on définit aussi une plage de solidification $[T_{s1}; T_{s2}]$.

Tableau 1: Matériaux communément rencontrés dans les bâtiments et contribuant au stockage de chaleur sensible (IEA-ECBCS, Annex 44, 2009)

Matériaux de construction	Masse volumique (kg.m^{-3})	Chaleur spécifique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Capacité calorifique volumique ($\text{kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$)	Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
Acier	7800	502	3916	50
Aluminium	2700	880	2376	210
Amiante	2500	1050	2625	0,16
Argile	1900	837	1590	0,85
Asphalte	2300	1700	3910	1,2
Béton	1400	1000	1400	0,51
Bois	800	2093	1674	0,16
Brique	1800	840	1512	0,62
Ciment	700	1050	735	0,36
Panneaux de formaldéhyde	30	1674	50	0,03
Granite	2650	900	2385	2,9
Grès	2200	712	1566	1,83
Liège	160	1888	302	0,04
Marbre blanc	2500	880	2200	2
Plastique	1050	837	879	0,5
Plâtre	1200	837	1004	0,42
Polyuréthane	30	837	25	0,03
P.V.C.	1379	1004	1385	0,16
Siporex	550	1004	552	0,12
Thermalite	753	837	630	0,19

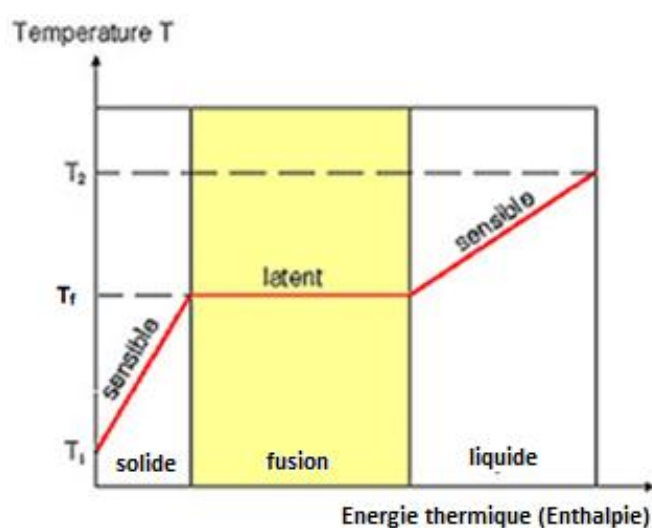


Figure 3 : Stockage de chaleur dans un MCP en fonction de la température, cas de la fusion (IEA-ECBCS-Annex 44, 2009)

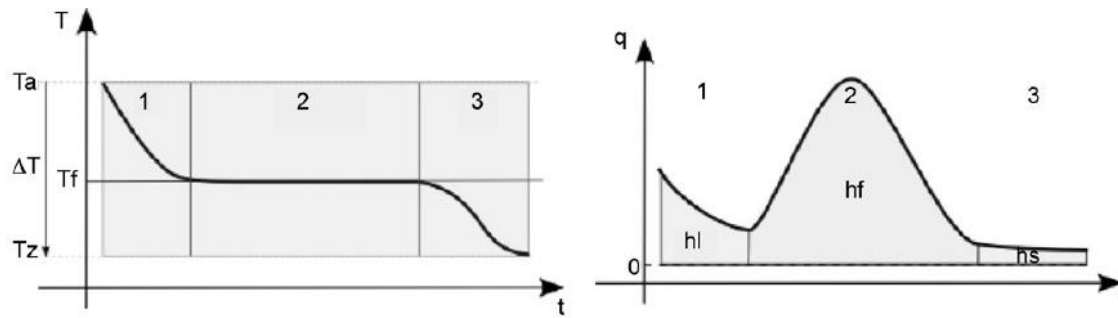


Figure 4 : Évolution temporelle de la température et du flux de chaleur durant la solidification pour un corps pur soumis à une différence de température (Baetens et al., 2010). 1 : phase liquide ; 2 : solidification ; 3 : phase solide

2.2.1 La surfusion

Pour certains MCP tels que les sels hydratés, la solidification s’amorce à une température inférieure à la température de solidification. Le MCP atteint donc ainsi une température inférieure à la température de solidification sans que celle-ci soit amorcée, puis remonte à la température de solidification (sans apport d’énergie thermique externe). La Figure 5 illustre ce phénomène.

L’explication est structurale : la solidification nécessite la formation de cristaux et la propagation de ceux-ci. Pour ces MCP, l’énergie nécessaire au démarrage du processus de solidification ne compense pas celle nécessaire à la création de l’interface solide/liquide. De ce fait, la température d’amorce de la solidification est inférieure à T_f . Ce phénomène est appelé la surfusion.

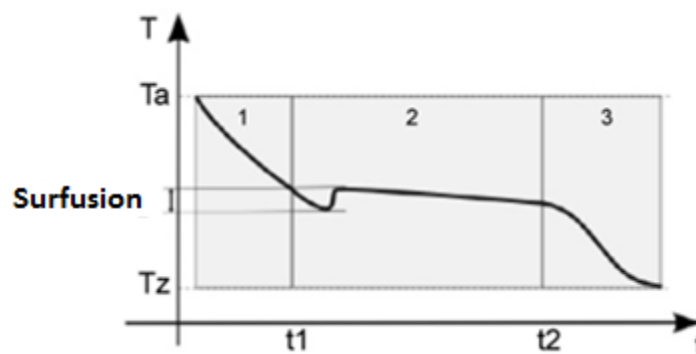


Figure 5 : Illustration du phénomène de surfusion (Kuznik et al., 2010)

2.2.2 La ségrégation

Ce phénomène concerne les sels hydratés. La fusion est congruente ce qui induit l’apparition de cristaux dit « inférieurs ». La conséquence directe est la dégradation des propriétés thermiques et des performances de stockage suite à des cycles répétés de fusion et de solidification (Cabeza *et al.* 2011). Ce problème peut être évité par l’ajout de matériaux tels que les polymères (IEA_SHC-Task 32, 2005). Une autre solution consiste à ajouter des matériaux aux sels hydratés afin d’en augmenter la viscosité et donc la cohésion (Cabeza *et al.* 2011).

2.2.3 Le cycle de vie thermique

Il s’agit du nombre de cycles fusion/solidification au bout duquel les performances thermiques du MCP se dégradent. Les paraffines ont des cycles de vie thermique élevés (Hadjieva *et al.*, 1992). La plupart des MCP commercialisés et pouvant être utilisés dans le bâtiment ont une durée de vie comprise entre 3000 et 10000 cycles thermiques.

2.2.4 L'inflammabilité

L'introduction de MCP dans le bâtiment doit tenir compte du risque d'incendie. Récemment, Cai *et al.* (2006, 2007 et 2008) ont étudié les propriétés de divers MCP et se sont intéressés aux propriétés d'inflammabilité de ceux-ci. Ils exploitent essentiellement le « Heat Release Rate » (HRR) qui est un paramètre qui caractérise la vitesse de combustion d'un matériau. Celui-ci est déterminé par des tests de calorimétrie et de perte de masse. Les valeurs obtenues pour les différents matériaux, et en particulier l'allure du pic du HRR durant la combustion, permet de comparer l'inflammabilité des différents MCP.

Par ailleurs, de nombreuses études ont été réalisées dans l'objectif de réduire l'inflammabilité des MCP en incorporant des matériaux intumescents et des métaux (Zhang *et al.*, 2009 et 2010, Salyer et Sircar, 1990). Ceux-ci permettent de retarder l'inflammabilité, en relevant les températures d'inflammabilité. En contrepartie, les MCP n'étant plus purs, à masse égale, la capacité latente s'en trouve réduite. Par exemple, Zhang démontre que par rapport à un MCP pur, le matériau conçu pour réduire le risque d'incendie a une capacité latente réduite de moitié.

Enfin, certains MCP, telles les paraffines, ont un point éclair, température limite au-delà de laquelle le matériau devient inflammable au contact de l'oxygène.

2.2.5 La corrosion des matériaux

La plupart des sels hydratés présentent un risque de corrosion avec le métal utilisé pour leur conditionnement (encapsulation). Coen Porsini (1988) et l'IEA (IEA-SHC, Task32, 2005) se sont intéressés au problème de la corrosion pour plusieurs sels hydratés du commerce. Cabeza *et al.* (2001) ont étudié la résistance à la corrosion de cinq métaux communs exposé à des sels hydratés (Karlessi *et al.*, 2011).

2.2.6 La dilatation

Certains MCP, telles que les paraffines, présentent une différence de densité élevée entre la phase solide et la phase liquide. Ce phénomène de dilatation doit être pris en compte lors du dimensionnement de la structure d'accueil du MCP.

2.3 Classification des MCP et MCP utilisés dans le bâtiment

Les MCP sont généralement classés dans deux catégories, à savoir les organiques et les inorganiques (Figure 6). On peut noter toutefois que certains auteurs, tels que Beatens *et al.* (2010) et Tyagi *et al.* (2011), considèrent les eutectiques comme une catégorie à part entière. Un eutectique est un mélange de plusieurs matériaux. Il existe des eutectiques organique-organique, inorganique-inorganique, et inorganique-organique.

Zhang *et al.* (2007) ont fait l'inventaire des différents modes d'intégration du MCP dans l'enveloppe du bâtiment pour le chauffage et le rafraîchissement (Figure 7). Ils distinguent les systèmes actifs et les systèmes passifs pour le chauffage. Le rafraîchissement s'effectue toujours la nuit. Le MCP peut être inclus dans les murs, les planchers ou les plafonds. À ces trois éléments d'enveloppe, on peut ajouter les murs capteurs utilisant du MCP, ainsi que le revêtement extérieur (Karlessi *et al.*, 2011) ou les protections solaires (Weinlaeder *et al.*, 2011).

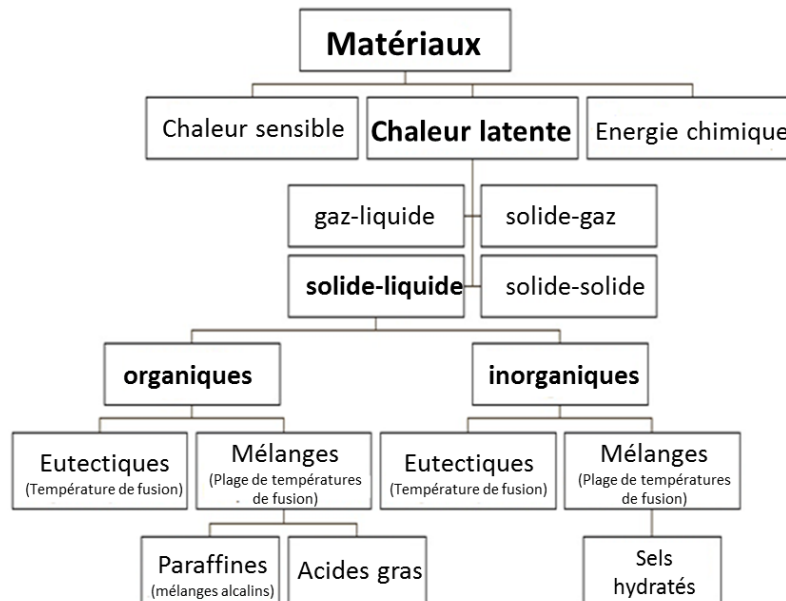


Figure 6 : Classification des MCP (IEA-ECBS-Annex44, 2009 ; Mehling et Cabeza, 2007, Zabla *et al.*, 2003, Abhat, 1983)

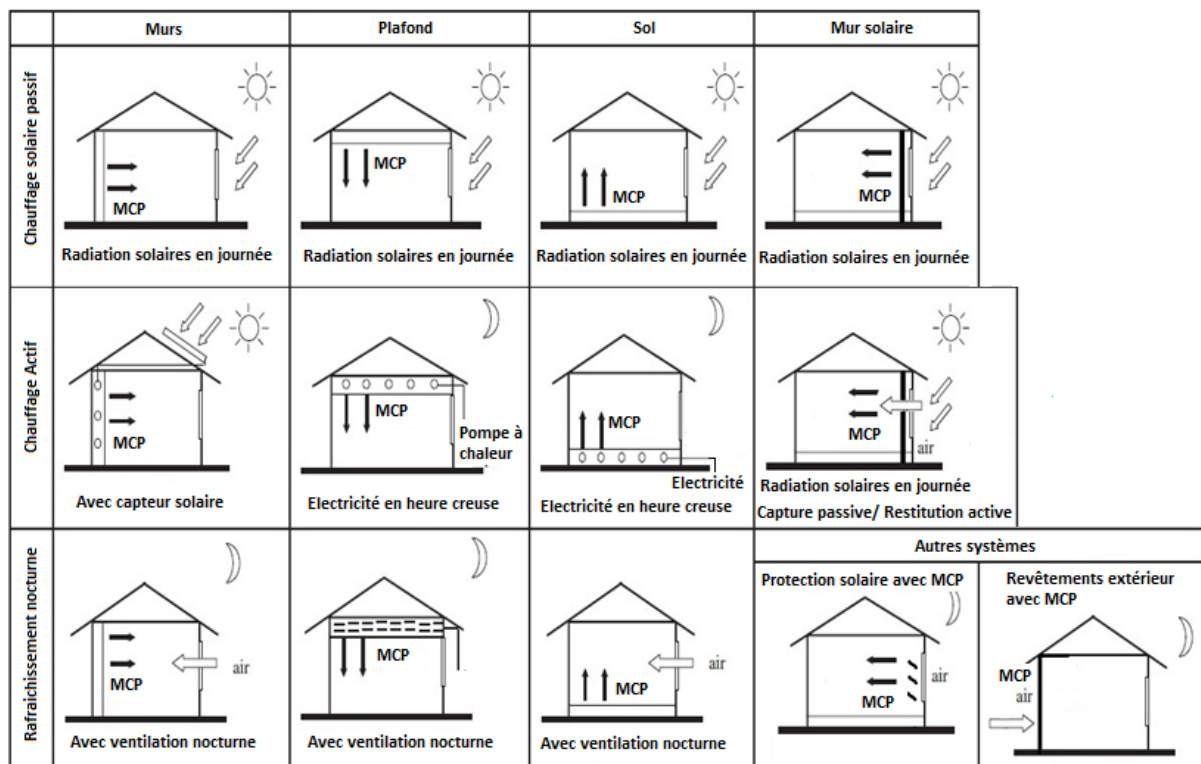


Figure 7 : Modes d'intégration du MCP dans le bâtiment (Adapté de Zhang *et al.*, 2007)

2.4 Propriétés des MCP utilisés dans le bâtiment

2.4.1 Propriétés requises

Quatre critères sont communément considérés dans la littérature pour identifier les MCP les plus adéquats à une utilisation dans le bâtiment. Il s'agit de leurs propriétés thermiques, physiques,

cinétiques et chimiques (Tableau 2). À ces dernières peuvent être ajoutés le coût des MCP et leur impact environnemental.

Tableau 2 : Propriétés requises pour les MCP dans le bâtiment (Tyagi et Buddhi, 2007; Baetens et al., 2010; IEA-ECBCS-Annexe 44, 2009; Cabeza et al., 2011)

Thermique	Physique	Cinétique	Chimique
Température de fusion correspondant à la température d'échange définie en fonction des conditions climatiques et de confort intérieur Chaleur latente élevée Chaleur spécifique élevée Cycle de vie long Conductivité thermique élevée en phases solide et liquide	Absence de ségrégation de phase Densité élevée Dilatation faible	Surfusion limitée Croissance des cristaux élevée (plus celle-ci est élevée plus l'énergie stockée est importante).	Stabilité chimique : pas de détérioration des propriétés thermiques, et fusion/solidification réversible. Sécurité : non toxique, ininflammable, et non explosif Incorporation : pas de corrosivité avec les matériaux du bâtiment

2.4.2 Avantages et inconvénients de chaque groupe de MCP

Plusieurs auteurs se sont intéressés aux avantages et inconvénients des MCP. Une synthèse de ces études est présentée par le Tableau 3 et le Tableau 4 pour les MCP organiques et inorganiques, respectivement.

Tableau 3 : Avantages et inconvénients des MCP inorganiques (Baetens et al., 2010; IEA-ECBCS-Annex 44, 2009; Kuznik et al., 2010)

Composés chimiques	Sels hydratés, sels fondus, métaux, et alliages
Avantages	Capacité de stockage latent élevée (pour les sels hydratés autour de 240 kJ.kg^{-1}) Densité élevée Conductivité thermique relativement élevée ($0,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) Non-inflammable Plage de changement de phase peu étendue Économique
Inconvénients	Surfusion Séparation de phases Corrosif Ségrégation de phase Fusion irréversible (fusion congruente et formation de sels de plus faibles qualités, et donc dégradation des propriétés thermo-physiques)
Méthodes d'amélioration	Pour les problèmes de dégradation des propriétés : mélange à des agents de nucléation et à des épaississants.

Tableau 4 : Avantages et inconvénients des MCP organiques (Baetens et al., 2010; IEA-ECBCS-Annex 44, 2009, Kuznik et al., 2010)

Composés chimiques	Paraffines $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_n\text{CH}_3$	Organiques non-paraffiniques : Acides gras, esters, alcools, glycols
Avantages	Économique Bonne capacité latente : de 120 à 210 kJ/kg Inerte chimiquement (pas de corrosion, compatibilité chimique avec les matériaux usuels du bâtiment).	Plage de fusion réduite par rapport aux paraffines
	Disponible dans une large gamme de températures de changement de phase Pas de ségrégation Cycle de vie long Recyclable	
Inconvénients	Conductivité thermique faible ($0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Coûteux
	Dilatation importante Plages de fusion étendues Point éclair (devient inflammable au contact de l'oxygène passé une certaine température) Densité faible Inflammable	
Méthodes d'amélioration	Ajout d'additifs augmentant la conductivité thermique Ajout de matériaux ignifuges et/ou utilisation de contenants permettant de limiter le risque d'incendie	

2.5 Méthodes d'incorporation des MCP

Les méthodes d'intégration des MCP dans l'enveloppe des bâtiments ont fait l'objet de nombreuses études. Hawes *et al.* (1993) ont proposé trois méthodes principales : l'incorporation directe, l'immersion et l'encapsulation. Une quatrième méthode, appelée forme stabilisée, a été proposée par Zhang *et al.* (2007). Par ailleurs Kuznik *et al.* (2010) ont proposé de classer ces méthodes selon le contenant et distingue alors l'imprégnation, la micro encapsulation, les formes stabilisées et enfin les autres contenants. On peut noter que les formes stabilisées ont été incluses dans les autres méthodes d'encapsulation par Hawes *et al.* (1993) et Zhang *et al.* (2007). Le Tableau 5 décrit les principales méthodes d'incorporation et en présente les principaux avantages et inconvénients. Ces méthodes d'intégration sont illustrées de la Figure 8 à la Figure 11. Par ailleurs, un inventaire des principaux MCP disponibles dans le commerce est donné en Annexe A.

Le contenant du MCP doit aussi assurer la bonne conservation de ce dernier tout au long de la vie du système de stockage. Plusieurs problèmes doivent alors être considérés : le problème de corrosion précédemment évoqué dans le cas de contenants métalliques, la migration dans le cas de techniques d'immersion. La migration est une évolution de la répartition du MCP dans une structure poreuse. Par ailleurs, les MCP ont une conductivité thermique faible d'où des temps de charge et de décharge importants. Par conséquent, selon l'application souhaitée, le contenant doit permettre d'augmenter la conductivité thermique du système de stockage dans son ensemble. La première solution est d'ajouter au MCP des matériaux ayant une conductivité

thermique élevée, voire, pour les méthodes de macro-encapsulation, d'utiliser des ailettes (Arzamendia Lopez, 2013). Ce problème peut également être résolu en réduisant la taille du système de stockage, en augmentant le ratio surface d'échange/volume de MCP.

Outre les méthodes de macro-encapsulation, d'incorporation directe, d'immersion, ou de forme stabilisée, un MCP peut être micro-encapsulé puis incorporé dans l'enveloppe du bâtiment. La micro-encapsulation consiste à conditionner le MCP dans de petites sphères de 2 à 20 μm de diamètre. Le changement de phase a lieu à l'intérieur de chaque sphère et le matériau reste solide extérieurement. Ces petites sphères peuvent être par la suite incorporées à des éléments du bâtiment, ou macro-encapsulées. Li *et al.* (2009) ont préparé et testé avec succès une forme stabilisée avec de la paraffine micro-encapsulée. De plus, le MCP micro-encapsulé puis immergé, ou incorporé directement, permet d'éviter les phénomènes de migration. Castellon *et al.* (2010) ont montré la faisabilité d'utiliser du MCP pris en sandwich dans des panneaux de polyuréthane, afin d'augmenter leur capacité de stockage. Enfin, il existe des MCP micro-encapsulés mélangés à un liquide, ce qui permet d'augmenter considérablement la conductivité thermique. Ce liquide peut être ensuite macro-encapsulé.



Figure 8 : Exemples de techniques de macro-encapsulation

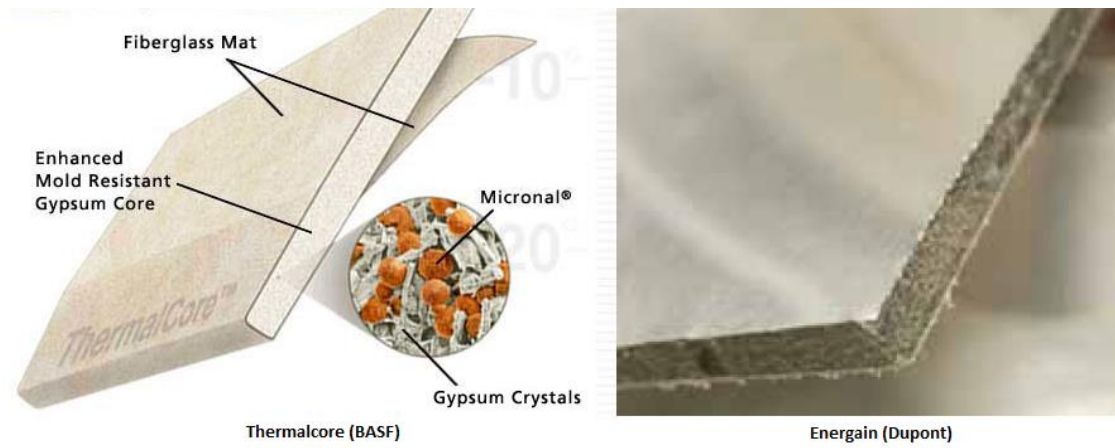


Figure 9 : Panneaux industriels avec MCP incorporé



Figure 10 : MCP micro-encapsulé (Rubitherm)

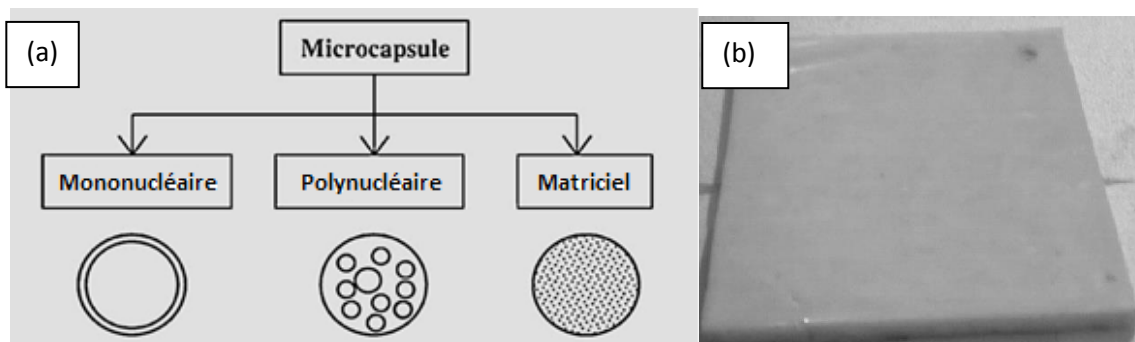


Figure 11 : (a) Types de micro-encapsulation ; (b) MCP sous forme stabilisée

Tableau 5 : Synthèse des différentes méthodes d'encapsulation des MCP

	Incorporation directe	Immersion
Références	Feldman <i>et al.</i> (1991), Khudair et Farid (2004)	Schossig <i>et al.</i> (2005), Cabeza <i>et al.</i> (2007), Xiao <i>et al.</i> (2002), Banu <i>et al.</i> (1998), Hawes et Feldmann (1992), Khudair et Farid (2004).
Description	MCP en poudre ou liquide ajouté et mélangé à un autre matériau (plâtre, béton)	Matériau du bâtiment poreux (panneau de plâtre, brique, bloc de béton, bois, plastique) plongé dans du MCP liquide qui est absorbé par effet capillaire
Avantages	Economique	Permet de convertir des matériaux ordinaires en matériau avec MCP
Inconvénients	Risque de détérioration des autres propriétés du matériau	Migration du MCP dans le temps
	Macro-encapsulation	Micro-encapsulation
Références	Feldman <i>et al.</i> (1989), Khudair et Farid (2004), De Gracia <i>et al.</i> (2010), Ceron <i>et al.</i> (2011), Younsi (2008), Castell <i>et al.</i> (2010), Seck (2010), IEA-SHC Task 32 (2005).	Cabeza <i>et al.</i> (2011), Tyagi <i>et al.</i> (2011), Schossig <i>et al.</i> (2005), Khudair et Farid (2004), Hawlader <i>et al.</i> (2003), Kuznik et Virgone (2009), Castellon <i>et al.</i> (2010), Karlessi <i>et al.</i> (2011), IEA-SHC Task 32 (2005), Entrop <i>et al.</i> (2011).
Description	Contenants d'épaisseur supérieure à 1 cm : tubes, sphères (nodules), panneaux, poches...	Contenant d'épaisseur inférieure à 1 mm (microcapsules)
Avantages	Absence de dilatation de l'élément de stockage Stockage volumique très important	Absence de dilatation de l'élément de stockage Intensification des transferts de chaleur (ratio surface/volume important) Stabilité du changement de phase Manipulation aisée Compatibilité des matériaux Absence de risque de dégradation Conductivité thermique augmentée Possibilité d'immerger les capsules par la suite (par exemple dans le but d'une immersion).
Inconvénients	Nécessité de protection contre la corrosion (pour les sels hydratés) Intégration compliquée en tant qu'élément du bâtiment (élément de stockage spécifique). Coût Faible conductivité thermique (amélioration possible par ailettes intérieures et/ou extérieures)	Capacité latente plus faible qu'en macro-encapsulation Risque de dégradation de la résistance mécanique des structures
	Forme stabilisée	
Références	Inaba et Tu (1997), Xiao <i>et al.</i> (2001, 2002), Ye et Ge (2000), Zhang <i>et al.</i> (2004), Sari (2004), Zhang <i>et al.</i> (2006), Lin <i>et al.</i> (2005), Li <i>et al.</i> (2009).	
Description	Mélange de paraffine et d'un matériau de support, souvent du polyéthylène à haute densité ou du Styrène-butadiène-Styrène (proportion de paraffine supérieure à 80%)	
Avantages	Absence de risque de migration (contrairement à l'immersion).	
Inconvénients	Faible conductivité thermique (du graphite peut être ajouté à hauteur de 10%).	

3 Stockage thermique passif à faible température

3.1 Introduction

Dans le cas d'un stockage thermique passif, le vecteur de charge ou de restitution de chaleur ne participe pas au stockage. Pour le bâtiment, il s'agit la plupart du temps de l'air. Il existe de nombreux systèmes permettant de stocker passivement l'énergie. Tout d'abord la TMA, déjà introduite, qui consiste à utiliser la structure même du bâtiment. Si l'activation se fait en surface, le stockage se fait naturellement sans vecteur d'énergie thermique. Si l'activation se fait au sein de la structure, la masse thermique est activée au cœur du matériau. Il est aussi possible d'intégrer au bâtiment des unités de stockage spécifiques tels que des réservoirs d'eau (système actif), des lits compacts de matériau stockeur, des réservoirs de MCP, etc. Enfin, il est possible d'exploiter la géothermie de surface ou de profondeur, ainsi que la capacité de stockage de l'enveloppe externe du bâtiment.

Les performances de ces différents systèmes peuvent être améliorées par intégration de MCP, ce qui fait l'objet d'études depuis les années 90. Les principales techniques d'intégration de MCP dans les systèmes passifs sont présentées dans cette partie puisque le mur solaire avec stockage latent développé dans le cadre de cette thèse est un système de stockage thermique passif avec intégration de MCP.

3.2 Masse thermique du bâtiment

3.2.1 Activation de surface

L'apport d'énergie à l'intérieur du bâtiment provient du rayonnement solaire traversant son enveloppe et des sources de chaleur internes telles que les occupants, les appareils électroménagers et les émetteurs de chaleur. La restitution de cette énergie se fait en surface par convection naturelle et par rayonnement. La Figure 12 présente schématiquement les différents échanges convectifs et radiatifs au sein d'un bâtiment.

Par ailleurs, en ce qui concerne le rafraîchissement, il est possible de refroidir la structure du bâtiment (murs, plancher et plafond) au cours de la nuit par surventilation nocturne, lorsque la température extérieure est inférieure à la température intérieure de confort (Blondeau *et al.*, 1997).

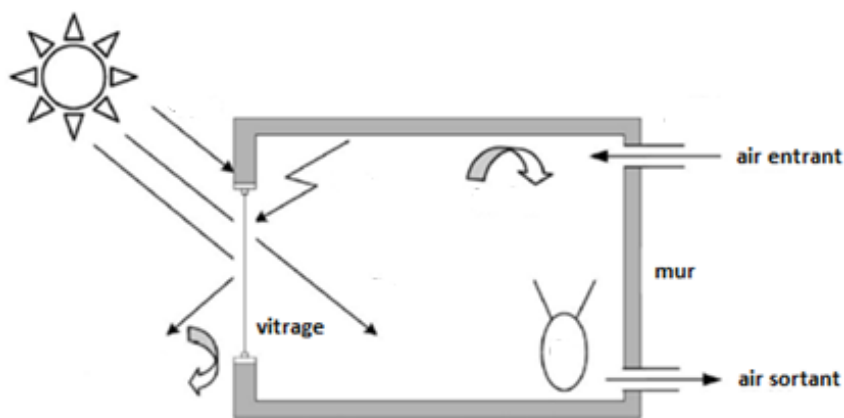


Figure 12 : Échanges radiatifs et convectifs au sein d'un bâtiment (Zeng *et al.*, 2011)

Les murs

La capacité de stockage thermique des murs dépend des matériaux utilisés, tels que le bois, le métal, et les matériaux de maçonnerie. Les deux premiers matériaux ont une capacité de stockage limitée¹ comparée à celle des matériaux de maçonnerie qui bénéficient d'une inertie élevée permettant d'atténuer les variations de température à l'intérieur du bâtiment.

L'incorporation de MCP dans les murs présente l'avantage d'en augmenter la capacité thermique. Ceci est particulièrement intéressant pour les structures légères, en bois notamment. Afin d'évaluer l'augmentation de cette capacité par l'intégration de MCP, deux indices ont été proposés :

- la capacité latente du mur (CLM) définie par Neeper (2000) qui s'exprime en kJ.m^{-2} et qui permet d'évaluer la masse thermique latente en fonction de la surface de mur. Elle correspond au produit de la masse de MCP introduite par la chaleur latente du MCP divisé par la surface de mur dans lequel le MCP est introduit ;
- le ratio entre la capacité latente totale du bâtiment et le volume de ce dernier (RCLTBV) proposée par Voelker *et al.* (2008).

Le Tableau 6 synthétise les valeurs de ces deux indices pour différentes études de la littérature, calculées à partir des données fournies dans les publications. Notons que si la première peut être utilisée pour évaluer la capacité de cellules expérimentales de petites dimensions, la seconde ne donne des valeurs pertinentes que pour des cellules expérimentales dont le rapport entre surface de mur et volume intérieur est proche de celui de bâtiments réels. Ce n'est pas le cas de l'étude de Ahmad *et al.* (2006), pour laquelle la compacité de l'élément étudié est faible, et de ce fait la valeur du RCLTBV n'est pas pertinente. À noter que, concernant l'étude d'Athienetis *et al.* (1997), il n'a pas été possible de calculer le RCLTBV par manque d'information.

Par ailleurs, la consommation énergétique du bâtiment est réduite car les pertes thermiques sont moins importantes en présence de MCP dans les murs. Castell *et al.* (2010) l'ont démontré en comparant cinq cellules expérimentales de même dimension, équipées d'une pompe à chaleur. La première cellule est une cellule de référence, sans MCP, ni isolant. La seconde est isolée par des blocs de polyuréthane. La troisième l'est aussi et intègre en plus un MCP (paraffine RT 27, Rubitherm) dans ses parois. Les deux dernières cellules sont composées de briques alvéolaires, l'une sans MCP et l'autre avec MCP (sel hydraté SP-25, Rubitherm). Quelle que soit le type de structure (isolant polyuréthane ou brique alvéolaire), la présence de MCP permet de réduire les consommations d'énergie de 15%. Par ailleurs, des essais en température intérieure flottante (sans apport de chaleur interne) ont mis en évidence que l'emploi de MCP permet aussi de réduire les variations de la température intérieure (Cabeza *et al.*, 2007, Ahmad *et al.*, 2006, Kuznik *et al.*, 2006, Castell *et al.*, 2010).

Un indice permet d'évaluer la différence entre 2 cellules, l'une avec MCP et l'autre sans: le facteur de décroissance (Kuznik et Virgone, 2009). Ce facteur est défini comme le rapport entre les amplitudes de température de l'air intérieur au cours d'une journée atteintes dans les cellules sans et avec MCP. De la même façon, les températures de surface des murs sont sujettes à de moins grandes fluctuations et on constate une réduction des pic de flux de chaleur à travers les

¹ pour les métaux, dans la mesure où leur épaisseur est généralement faible

murs (Medina *et al.*, 2008). Kuznik et Virgone (2009) ont également observé une atténuation de la stratification thermique intérieure.

Cet emploi des MCP permet, d'une part, des économies de chauffage (ou climatisation) et, d'autre part, le basculement de la consommation d'énergie des heures pleines vers les heures creuses (Shilei *et al.*, 2006 et 2007), contribuant au lissage de la consommation d'énergie.

Tableau 6 : Valeurs des deux indices quantifiant l'augmentation de la capacité thermique due à l'intégration de MCP (pour la plupart calculée à partir des données des références bibliographiques)

Publications	Volume de la pièce expérimentale (m ³)	Épaisseur du mur avec MCP (mm)	CLM (kJ/m ²)	RCLTBV (kJ/m ³)
Athienithis <i>et al.</i> (1997)	(-)	13	365.5	(-)
Ahmad <i>et al.</i> (2006)	0.729	25	3500	(-)
Cabeza <i>et al.</i> (2007)	12	120	924	930
Shilei <i>et al.</i> (2006) (2007)	46.2	9.5	320	292.5
Kuznik <i>et al.</i> (2006) (2009)	24	5.2	350	340
Voelker <i>et al.</i> (2008)	42	30	909	1125.1
	42	63	1085	1344
Medina <i>et al.</i> (2008)	4	25	825	1840
	4	25	1650	3680
Castel <i>et al.</i> (2010)	13.8	10	700	1170
	13.8	10	1200	2000

Pour conclure, l'introduction de MCP dans les murs présente un gain du point de vue du confort thermique par l'atténuation des variations de la température intérieure et des températures superficielles internes. Ainsi, la température opérative varie également de façon moins importante, et à cela s'ajoute l'atténuation du phénomène de stratification.

La plupart de ces avantages ont été observés dans toutes les études citées. Cependant il est difficile de comparer ces études et d'en tirer des conclusions quant au type de MCP à utiliser et la quantité à introduire dans les murs. En effet, ces paramètres dépendent des besoins et donc de la localisation de l'habitat, du climat correspondant, et du comportement thermique du bâtiment selon sa structure et son degré de performance thermique. Une comparaison des données synthétisées dans les Tableaux 7 et 8, met en évidence les tendances suivantes :

- pour les applications de rafraîchissement uniquement, le MCP doit avoir une température de fusion proche de 25°C ;
- pour les applications de chauffage et de rafraîchissement celui-ci baisse à 23°C ;

- le CLM se situe généralement autour de 1000kJ/m² et le RTCLB dépasse souvent les 1000 kJ/m³.

Tableau 7 : Valeurs moyennes des indices et des propriétés des MCP présentés par les Tableaux 6 et 7

	Épaisseur moyenne du mur avec MCP	CLM	RCLTBV	% de MCP	Température nominale de fusion	Température nominale de solidification
	Mm	kJ/m ²	kJ/m ³		°C	°C
Moyenne	30.5	1019.0	1547.7		25.9	24.9
Placoplâtre	17.5	531.5	708.8	25%	23.1	21.6
Energain	5.2	350.0		60%	22.0	22.0
Béton	120.0	924.0	930.0	5%	26.0	26.0
Macroencapsulation	26.3	1575.0	2172.5	100%	27.4	25.0

Les planchers

A l'instar des murs, la première énergie stockée dans les planchers est celle provenant du rayonnement solaire traversant les parois vitrées du bâtiment. Comme pour les murs, cette énergie peut être stockée dans des matériaux conventionnels. Athienitis et Chen (2000) ont étudié l'impact du rayonnement solaire sur des planchers à l'aide de modèles numériques validés expérimentalement. La différence de température entre les zones ensoleillées et ombragées pouvait atteindre jusqu'à 8°C. Ils estimèrent que la diminution de consommation d'énergie de chauffage en stockant au mieux cette énergie pouvait atteindre 30%.

Entrop *et al.* (2011) ont comparé les performances de planchers sans et avec MCP. Le produit commercial BASF était mélangé au ciment. Ils ont utilisé quatre cellules expérimentales, deux avec MCP et deux sans MCP, et ont observé une réduction de la fluctuation des températures de surface au sein des cellules intégrant le MCP. Par ailleurs, l'étude montra qu'une quantité importante de MCP dans une épaisseur relativement réduite de béton (50 mm) nécessite une longue période de charge. Enfin, ils ont souligné que le choix du vitrage (transmittivité et isolation) peut être effectué en tenant compte de la capacité de stockage du sol.

Ceron *et al.* (2011) ont étudié l'opportunité de placer du MCP sous du carrelage. En hiver le MCP permet de maintenir une température plus homogène, en libérant durant la nuit l'énergie stockée la journée. En été le MCP peut aider à réduire la température des pièces.

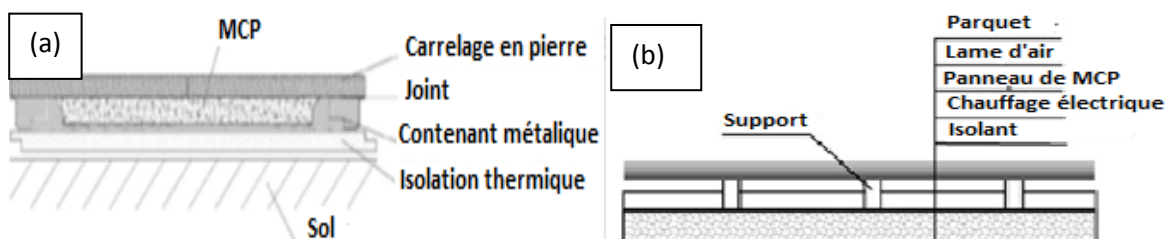


Figure 13 : (a) Carrelage avec MCP (Ceron *et al.*, 2011); (b) Schéma d'un chauffage électrique avec des plaques de MCP "shape stabilized" (Lin *et al.*, 2005)

Tableau 8 : Propriétés des MCP utilisés dans différentes études (légende : (panneau) signifie valeur moyenne pour le panneau; NC : non communiqué)

Références	MCP	Encapsulation du MCP	Température de fusion nominale °C	Température de solidification nominale °C	Plage de fusion °C	Plage de solidification °C	Masse volumique (Solide/liquide) kg.m ⁻³	Conductivité thermique (solide/liquide) W .m ⁻¹ .K ⁻¹	Chaleur latente (Fusion/solidification) kJ.kg ⁻¹
Athienithis <i>et al.</i> (1997)	Butyl stearate (n-octadecanoic Acid Butyl Ester)	Placo-plâtre imprégné de MCP (25% de la masse)	20.9	20.4	16-20.8	16.0-20.8	900 panneau	0.21 panneau	30.7 panneau
Ahmad <i>et al.</i> (2006)	Polyethylene glycol 600	Panneaux de PVC	23.0	23.0	21-25	21.0-25.0	1128	NC	148
Cabeza <i>et al.</i> (2006)	Micronal PCM (BASF)	Inclus dans le béton (5% de la masse)	26.0	26.0	NC	NC	NC	NC	110
Shiley <i>et al.</i> (2005) (2006)	Acide gras (82% caprique et 18% laurique)	Gypsum board soaking in PCM (26% PCM mass ratio)	20.3	17.9	18.5-24.2	20.3-17.9	NC	NC	39.1/37
Carbonari <i>et al.</i> (2006)	Eutectiques de sels	Contenant parallélépipédique en plastique	32.0	32.0	NC	NC	1600	NC	216
Kuznik <i>et al.</i> (2006) et Virgone (2009)	NC	Panneaux Dupont de Nemours (60% de MCP micro-encapsulé dans des panneaux avec de l'aluminium laminé)	22.0	22.0	NC	NC	1019	0.22 / 0.18	NC
Voekler <i>et al.</i> (2008)	Paraffine	Placoplatre	28.0	26.5	25-28.5	27.5-24.0	987 (MCP)	0.28 / 0.20	75 (panneau) 244 (MCP) (paraffine)
	Sels hydratés (CaCl ₂ 6H ₂ O modifié)	Tubes de PVC (Ø 63 mm) placé dans un mur isolé	29.6	29.6	NC	NC	1802 / 1562	NC	190.8
Medina <i>et al.</i> (2008)	Base paraffinique	Tube à paroi fine (Ø 25mm) placé dans un isolant en mousse de polystyrène.	32.5	25.9	25-35	30.0-15.0	700	NC	131
Castel <i>et al.</i> (2010)	RT 27 (Paraffine de Rubitherm)	Panneaux CSM (Rubitherm), macro-encapsulation	28.0	26.0	NC	NC	870/750	0.20	179
	SP-25 (sels hydratés de Rubitherm)	Panneaux CSM (Rubitherm) macro-encapsulation	26.0	25.0	NC	NC	1380	0.60	180
Bontemps <i>et al.</i> (2011)	Acide gras : caprique et myristique	Brique en verre	21.4	NC	NC	NC	NC	NC	162
	Paraffin C18-20	Brique en verre	25.0	NC	NC	NC	NC	NC	170
	Sel hydratés	Brique en verre	27.5	NC	NC	NC	NC	NC	194

L'utilisation de MCP dans les planchers chauffés électriquement est également un domaine d'étude. Amir *et al.*, (1999) ont étudié un sol électrique avec un stockage sensible (eau) et un stockage latent (paraffine). L'unité de stockage était placée entre deux blocs de béton. En utilisant un modèle validé expérimentalement, ils ont comparé les deux types de stockage pour différentes températures de surface et épaisseurs de plancher. En présence du MCP, l'énergie stockée est plus importante, et les fluctuations de température sont moins marquées. Lin *et al.* (2005) ont utilisé des MCP sous forme stabilisée placés dans un plancher chauffé électriquement (Figure 13). Ils ont démontré que plus de la moitié de la consommation d'électricité pouvait être basculée en période creuse. Les panneaux de MCP de 15 mm d'épaisseur conservent l'énergie électrique fournie, et ce durant une période suffisamment longue après l'arrêt du chauffage électrique. La conséquence est un bénéfice économique important. Par ailleurs, ils confirmèrent l'avantage du MCP qui permet de maintenir une température de surface constante, proche de la température de changement de phase. En résulte donc une restitution plus progressive du fait d'un écart de température avec l'air intérieur de moins grande amplitude et régulier. Li *et al.* (2009) ont développé un MCP encapsulé destiné aux applications de chauffage électrique, avec une conductivité thermique améliorée, une stabilité dimensionnelle, et une température de changement de phase adaptée. À partir d'un modèle validé expérimentalement, ils ont optimisé l'épaisseur du plancher afin de maximiser le basculement des consommations en période creuse, de minimiser les coûts de fonctionnement ainsi que les phases d'allumage et d'arrêt de la résistance électrique. Ils ont mis en évidence que l'épaisseur idéale dépend du mode de chauffage, et est comprise entre 15 et 20 mm.

Ces différentes études concernant les planchers, dont les principales caractéristiques sont synthétisées par le Tableau 9, mettent en évidence l'ensemble des critères dont il convient de tenir compte pour un dimensionnement correct du MCP. La Figure 14 propose un schéma heuristique élaboré en tenant compte des différents critères considérés dans les études précitées. On peut aussi noter que la température de surface d'un plancher ne devant pas dépasser 28°C, la température maximale de changement de phase du MCP est alors de 26°C.

3.2.2 Activation de corps

Les murs creux (« Cavity Wall »)

La restitution de l'énergie peut être augmentée par activation de la masse thermique (AMT) au cœur d'un mur. C'est le cas des murs creux pour des applications de rafraîchissement, aussi appelé murs double peau, ou murs ventilés (Sadineni *et al.*, 2011). L'air circule entre deux épaisseurs de maçonnerie grâce à des ailettes métalliques favorisant la convection naturelle, ou à un ventilateur en convection forcée (Figure 15). Ciampi *et al.* (2003) ont évalué à 40% la réduction des consommations de climatisation grâce à ce système. Sanjuan *et al.* (2011) ont développé des améliorations pour ce type de mur en plaçant des joints ouverts sur la façade extérieure ayant pour effet d'augmenter les gains de fraîcheur en été, surtout pour les murs situés au sud (Figure 15).

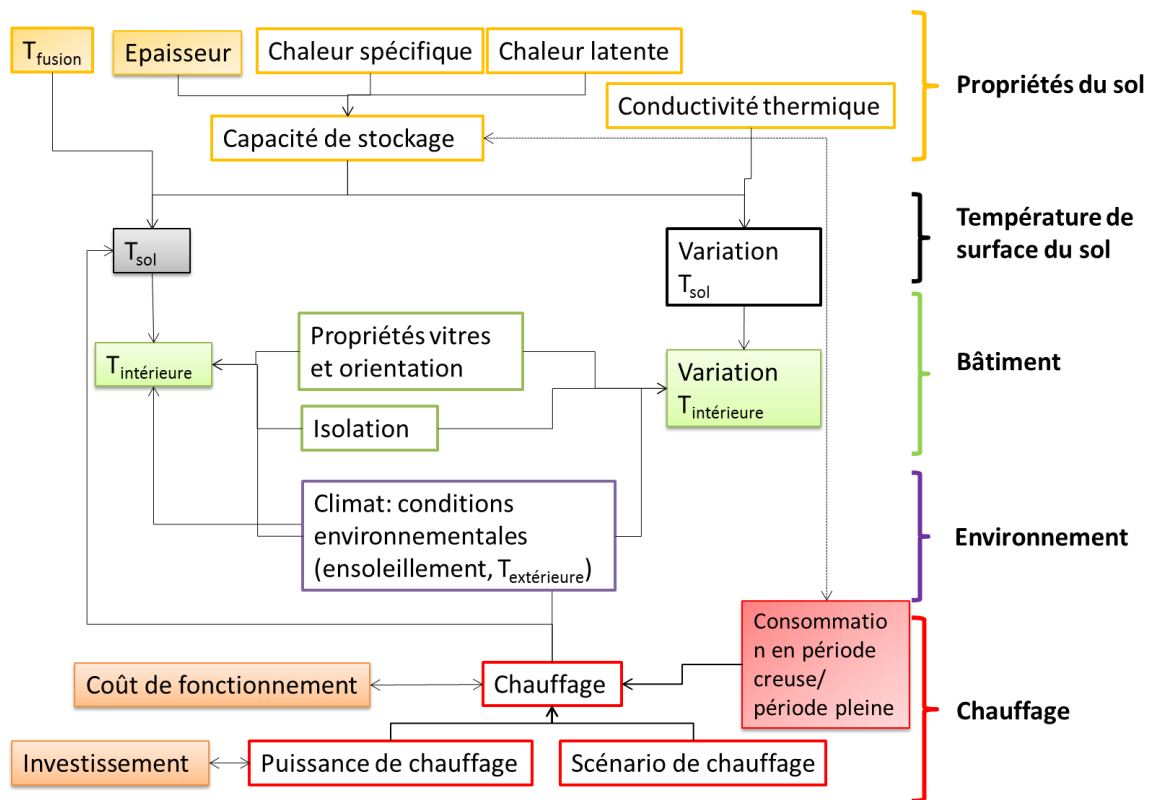


Figure 14 : Schéma heuristique proposé pour optimiser le plancher avec MCP

Planchers et plafonds avec conduits

La masse thermique des planchers et plafonds est équipée de conduits dans lesquels circule un fluide (la plupart du temps de l'air dans les systèmes passifs). La Figure 16 montre des cavités dans des blocs de béton, dans lesquels de l'air chaud ou froid circule afin de chauffer ou rafraîchir le bâtiment. Pour des applications de rafraîchissement, les planchers et plafonds reçoivent de l'air froid provenant de l'extérieur durant la nuit. En journée, l'air entrant passe par le sol et se refroidit. Ainsi, l'ambiance intérieure du bâtiment est rafraîchie par les échanges convectifs naturels et radiatifs à la surface des planchers et plafonds. Pour des applications de chauffage, l'air est chauffé durant les périodes creuses et circule dans les cavités. La restitution de cette chaleur se fait aussi par échanges thermiques superficiels.

Ce système offre différents avantages :

- une réduction du temps et du coût d'installation, par rapport à la mise en place de systèmes de ventilation, de chauffage et de rafraîchissement classiques, puisque ces matériaux peuvent être des composants préfabriqués ;
- une réduction de l'épaisseur des planchers et plafonds puisqu'il ne nécessite pas d'installation de plénum ;
- une réduction de l'énergie consommée en période pleine (jusqu'à 40 %) ;

Tableau 9 : Propriétés thermiques des planchers. PMiE : Paraffine micro-encapsulée ; PEHD : Polyéthylène de haute densité ; B : Béton ; SB : Sol en bois ; MMG : Micro Mist Graphite ; ST : Stockage thermique

Auteurs (année)	Composition du stockage thermique	Epaisseur du stockage thermique	Chaleur spécifique pour 1 m ² (Solide / liquide)	Chaleur latente pour 1 m ² (Fusion / Solidification)	Température nominale de changement de phase (Fusion / Solidification)	Masse volumique (Solide / liquide)	Conductivité thermique (Solide / liquide)	Chaleur spécifique (Solide / liquide)	Chaleur latente (Fusion / solidification)
		mm	kJ/K.m ²	kJ/m ²	°C	kg/m ³	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	kJ.kg ⁻¹
Lin <i>et al.</i> (2005)	MCP sous forme stabilisée (75% Paraffin-25% PE)	15	25,5	1913	52,0	850	0,15	N.C.	150
Li <i>et al.</i> (2009)	MCP sous forme stabilisée (25% MiEP- 30 % PEHD - 30% SB-10% MMG- 5% OC)	Plusieurs : 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40	N.C.	426/436 (pour 15mm d'épaisseur) 569/ 580 (20mm)	23,5 / 18,4	1030	0,378	N.C.	27,6
Entrop <i>et al.</i> (2011)	Béton et PMiE	≈50	N.C.	687,5	23,0	B : 2400 MCP : 300	0,5	3,3	110
Entrop <i>et al.</i> (2011)	Béton et PMiE	≈50	422,0			2400	1,1	3,3	0
Ceron <i>et al.</i> (2011)	Mélange de Paraffine: Acual 20	32	10 / 21,1	1285 / 1237	20 / 13,5	1090	0,58 / 0,291	0,836 / 1,756	107 / 103
Amir <i>et al.</i> (1999)	Eau	B : 30 / eau : 27 / B : 95	377,3			B : 1200 eau : 1000 B : 2300	0,35 (B) 0,6 (eau) 1,4 (B)	B : 0,88 eau : 4,185 B : 0,88	
Amir <i>et al.</i> (1999)	MCP: paraffin n-octodecane	B : 30 / MCP : 9 / B : 95	242,5	1700	28,0	B : 1200 MCP : 814 / 775,5 B : 2300	B : 0,35 MCP : 0,35 / 0,149 B : 1,4	B : 0,88 MCP : 2,2 / 2,66 B : 0,88	243,5

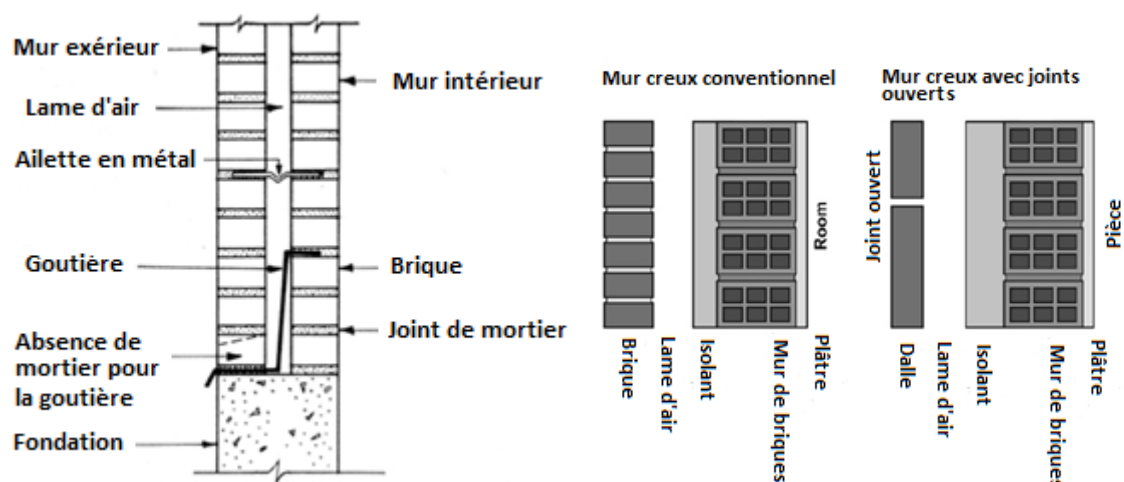


Figure 15 : Mur creux avec ailettes (à gauche) ; Mur creux classique comparé au mur creux avec joints ouverts (Sanjuan *et al.*, 2011)

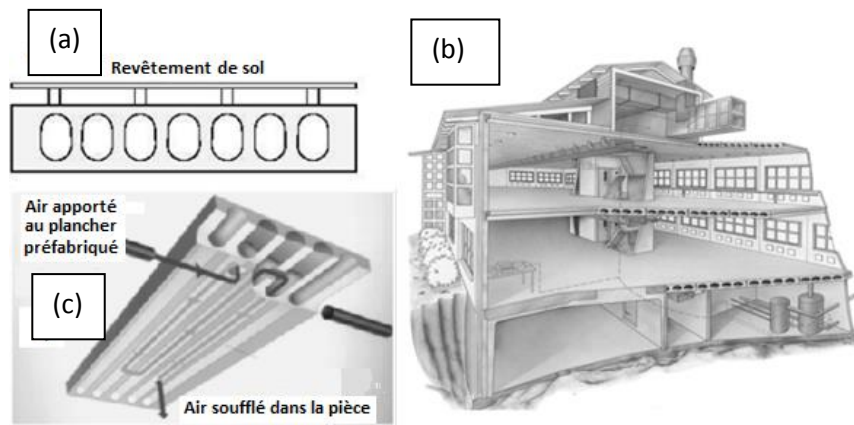


Figure 16 : (a) Plancher préfabriqué avec circulation d'air ; (b) Dalle intégrée aux bâtiments ; (c) Système Thermo-Deck (IEA-ECBCS-Annexe 44, 2009)

Le Kang chinois (Chinese Kang)

Procédé très ancien utilisant la capacité sensible des matériaux, le Kang chinois a été développé probablement il y a 2500 ans. Il est aujourd'hui utilisé dans 85% des foyers ruraux en Chine. Le fonctionnement est très simple : les fumées du foyer de cuisson active la masse thermique d'une chambre par rayonnement et convection. La circulation des fumées dans les conduits situés sous le plancher se fait par tirage thermique naturel. La masse thermique est en général de la pierre et du béton. La chaleur est donc stockée durant les heures de cuisson, et maintient une période de chauffe de plusieurs heures dans la pièce concernée.

Il existe deux types de Kang Chinois : les Kang au sol, et les Kang surélevés (Figure 17). Le premier à une efficacité estimée à 40%, le second à 75 % (Zhuang *et al.*, 2009).

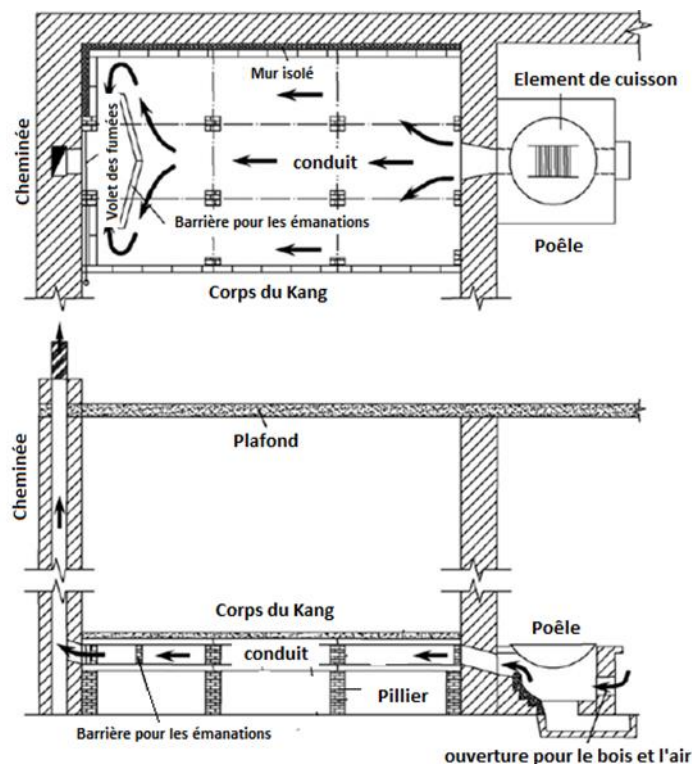


Figure 17 : Système de Kang surélevé (Zhuang *et al.*, 2009)

L'équipe de Zhuang (Zhuang *et al.*, 2009) a réalisé différents travaux sur le Kang chinois tels que l'étude de la circulation des fumées et l'optimisation de celle-ci, l'optimisation de la surface d'échange, ou encore la pertinence de l'intégration de MCP.

3.3 Unité de stockage thermique passif

Dans la partie précédente les différents systèmes de stockage liés à l'AMT ont été présentés, hormis les murs solaires qui font l'objet de la partie 0. Une autre technique de stockage d'énergie dans le bâtiment consiste à y installer une unité de stockage thermique indépendante, tel qu'un réservoir d'eau, un lit compact, ou encore une unité de stockage thermique latent (USTL).

Les lits compacts sont composés de cailloux, galets, roches pillées, ciments, briques, sable, ou encore de MCP. Un fluide, en général de l'air dans les systèmes passifs et de l'eau dans les systèmes actifs, circule à travers le lit qui stocke ou déstocke ainsi de la chaleur.

Les USTL sont en général constituées de MCP macro-encapsulé dans des composés sphériques (nodules), des panneaux ou des réservoirs. Certains auteurs classent les blocs de MCP encapsulés dans des nodules dans la catégorie des USTL, d'autres dans celle des lits compacts.

3.3.1 Les capteurs solaires

Dans les capteurs solaires, l'unité de stockage est utilisée pour emmagasiner l'énergie thermique provenant du rayonnement solaire. La chaleur ainsi récupérée peut être exploitée soit pour la production d'eau chaude sanitaire, soit pour le préchauffage de l'air neuf entrant, ou encore pour alimenter un réseau de chauffage à eau. La plupart du temps, le fluide caloporteur utilisé pour transporter l'énergie du capteur à l'unité de stockage est un liquide. La majorité des systèmes de capteurs solaires avec stockage sont donc des systèmes actifs. Toutefois, quelques systèmes passifs ont été développés et étudiés. Hammou et Lacroix (2006), se sont ainsi intéressés à un système hybride comprenant une USTL réalisée à partir de nodules de MCP dont la température de fusion était de 23°C (Figure 18). L'énergie stockée provenait à la fois du capteur solaire et d'une résistance électrique placée au cœur de l'USTL. À partir d'un modèle validé, ils ont estimé qu'un tel système permet au mois de Juin à Montréal (climat continental humide) de réduire de 30% la consommation électrique. Belusko *et al.* (2004) ont étudié une toiture équipée d'un système de chauffage solaire avec vitrage, combiné à une USTL (Figure 19). Ils ont comparé ce système avec vitrage aux performances d'un système de récupération d'énergie solaire en toiture sans vitrage. Ils concluent que le système avec vitrage est plus efficace, et plus avantageux économiquement dans les conditions d'hiver d'Adelaïde en Australie. Par ailleurs, ils ont évalué que les besoins moyens d'une journée d'hiver pouvaient être couverts par la capacité thermique latente du système. La température de changement de phase du MCP était de 40°C. Saman *et al.* (2005) ont étudié un système équivalent avec une température de MCP ramenée à 29°C pour des applications de rafraîchissement. Ils établirent des corrélations entre la température d'entrée de l'air neuf, son débit et les échanges thermiques entre l'air et le MCP, tenant compte des durées de changement de phase. Dans le cas du chauffage, plus la température de l'air entrant est faible, plus le changement de phase est rapide. De même, un débit d'air élevé réduit les durées de changement de phase.

Dans ces études, il apparaît que la capacité latente dépend des besoins du bâtiment. Le choix du MCP, et plus précisément de sa température de fusion, est fait en évaluant le flux de chaleur échangé entre l'air entrant et l'unité de stockage, et en tenant compte de la température

opérative souhaitée dans le bâtiment. Le flux de chaleur échangé dépend de la géométrie du système de stockage (taille, surface d'échange, volume de MCP) et des propriétés de l'air entrant (température, débit).

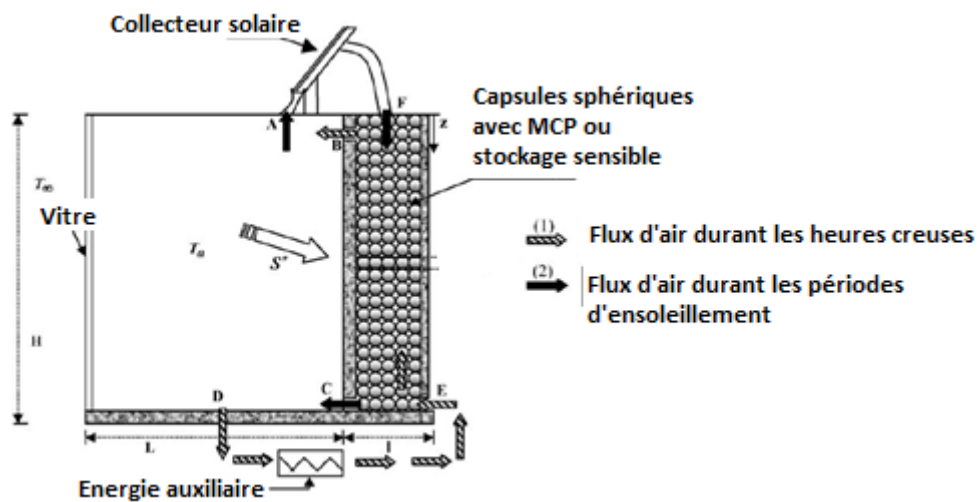


Figure 18 : Stockage passif avec collecteur solaire (Hammou et Lacroix., 2006)

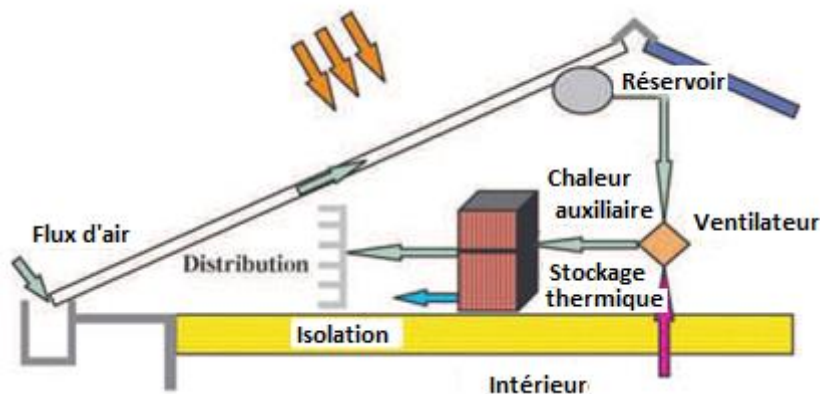


Figure 19 : Toit intégrant un chauffage solaire avec unité de stockage (Belusko *et al.*, 2004)

3.3.2 Rafraîchissement naturel dans les bâtiments

Le rafraîchissement naturel avec MCP permet d'améliorer le potentiel de rafraîchissement des ventilations mécaniques. Le principe du rafraîchissement nocturne est le suivant : la nuit, l'air extérieur circule dans le système de stockage contenant le MCP et charge celui-ci en énergie froide². La journée, l'air intérieur circule dans le MCP et se rafraîchit. Raj et Velraj (2010) proposent une revue sur le sujet (Figure 20). Leur conclusion est que l'utilisation de MCP en ventilation naturelle est justifiée à condition que la température intérieure souhaitée en journée soit proche de la température extérieure nocturne (quelques degrés d'écart au maximum). De plus, l'amplitude de température la journée doit être supérieure à 15°C pour que le système soit efficace. En conclusion, ils recommandent le rafraîchissement naturel pour des régions continentales et désertiques. Ils soulignent également la nécessité de maximiser le rapport entre la surface d'échange et le volume de MCP afin d'améliorer l'efficacité du système. Par ailleurs, la

² La notion d'énergie froide, bien que n'ayant aucun sens physique, est communément employée dans la description des systèmes de stockage pour le rafraîchissement.

température de fusion du MCP doit être de l'ordre de la température moyenne souhaitée en journée. Yangbing *et al.* (2003) ont réalisé une USTL couplée à une sur-ventilation nocturne. Les expériences ont eu lieu à Beijing et ont montré une amélioration du confort intérieur. Zalba *et al.* (2004) ont étudié un système de rafraîchissement naturel pour le bâtiment. L'unité de stockage est composée de panneaux d'acier contenant du MCP, offrant un ratio surface/volume de stockage élevé. Les transferts de chaleur dépendent de plusieurs paramètres, dont les principaux sont la température de fusion des MCP, l'épaisseur des panneaux, le débit d'air et les températures extérieure et intérieure. Leur conclusion porte sur la viabilité énergétique et économique du système. La température de fusion du MCP doit être comprise entre 22 et 23°C. De plus, afin de réduire la consommation électrique, il est préférable que le débit d'air soit variable et que les ventilateurs soient contrôlés, ce qui induit des surcoûts à l'installation.

Arkar et Medved (2007) ont étudié une USTL cylindrique contenant des MCP (RT 20, Rubitherm) encapsulés dans des sphères (Figure 21). À l'aide d'un modèle numérique, dont les résultats ont été validés expérimentalement, ils définirent les dimensions optimales permettant de réduire la période de rafraîchissement et d'atteindre une valeur cible de température intérieure. Ils ont également comparé l'efficacité du rafraîchissement naturel avec et sans MCP. Le système intégrant des MCP a permis de rafraîchir cinq fois plus vite la pièce. De plus, les auteurs soulignent que le système est réversible et peut être utilisé l'hiver pour un stockage de chaleur. Dans une autre étude (Arkar et Medved, 2007), ils ont comparé deux systèmes de rafraîchissement utilisant l'air extérieur et l'air intérieur recyclé. À partir de résultats expérimentaux, ils ont validé un modèle numérique permettant de prédire la température de l'air soufflé en fonction de celle de l'air entrant. Ce modèle, introduit dans TRNSYS, a été utilisé dans le cadre d'une étude comparative de stratégies de ventilation pour différentes dimensions d'USTL. Les auteurs ont conclu, comme dans la plupart des études similaires, que l'utilisation du MCP permet d'améliorer les conditions de confort thermique et de réduire la dimension du système de ventilation (pour la climatisation).

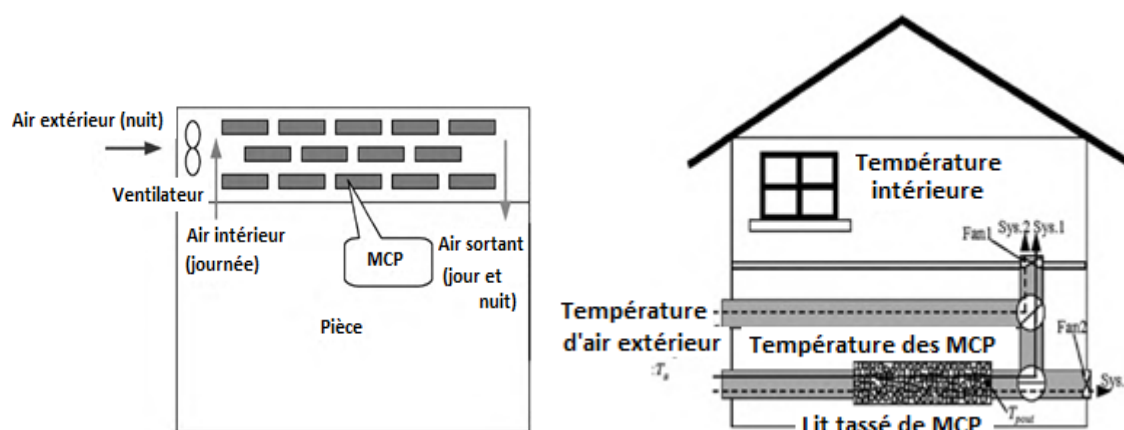


Figure 20 : Exemples de système de rafraîchissement passif avec MCP (Raj et Velraj, 2010)

Lazaro *et al.* (2009) ont étudié un échangeur utilisant un MCP macro-encapsulé. D'une part, ils ont mis en avant la nécessité d'élever la conductivité thermique du MCP, constat fréquent dans la plupart des études sur le sujet. D'autre part, ils conseillent de choisir un MCP dont la température de fusion est inférieure à la température d'air intérieur de consigne. Lorsque les échanges thermiques entre le MCP et l'air ne permettent pas de couvrir les besoins, la conductivité

thermique du MCP doit être augmentée. Cette dernière conclusion diffère de celles d'autres études qui privilégient l'augmentation du coefficient d'échange convectif, ou de la surface d'échange entre l'air et le MCP.

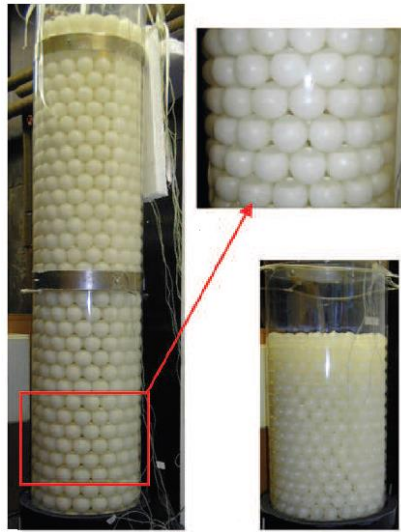


Figure 21 : USTL cylindrique utilisée pour le rafraîchissement passif (Arkar et Medved 2007)

Takeda *et al.* (2004) ont réalisé un lit tassé vertical comprenant des granules de MCP micro-encapsulés (Rubitherm GmbH). L'air neuf extérieur traverse le lit tassé avant de pénétrer dans la pièce. A la suite d'essais à température d'air intérieur flottante, ils ont mis en évidence que le système permet de stabiliser la température intérieure dans la plage de température du changement de phase. En introduisant un facteur D, défini comme le rapport entre la capacité latente et le débit d'air, ils ont évalué l'impact du système sur les besoins en ventilation sans et avec le système de stockage. Ils ont obtenu une réduction significative des besoins, jusqu'à une valeur limite du facteur D. Nagano *et al.* (2004), ont poursuivi l'étude du système illustré par la Figure 22. La densité de flux de chaleur échangé est proportionnelle à la vitesse du changement de phase ainsi qu'à la différence de température entre l'air entrant et la plage de température du changement de phase. Par la suite, dans une autre étude, Nagano *et al.* (2006) ont optimisé le système en utilisant des MCP dont les plages de changement de phase étaient comprises entre 17 à 23°C. Ainsi, la température intérieure pouvait être maintenue à une valeur constante sur de longues périodes.

Strith et Butula (2010) ont proposé une USTL avec du MCP macro-encapsulé et des ailettes intérieures et extérieures permettant d'augmenter la conductivité thermique et la surface d'échange, respectivement. Les résultats expérimentaux obtenus sont similaires à ceux de la majorité des études, à savoir que le système est efficace pour rafraîchir l'air.

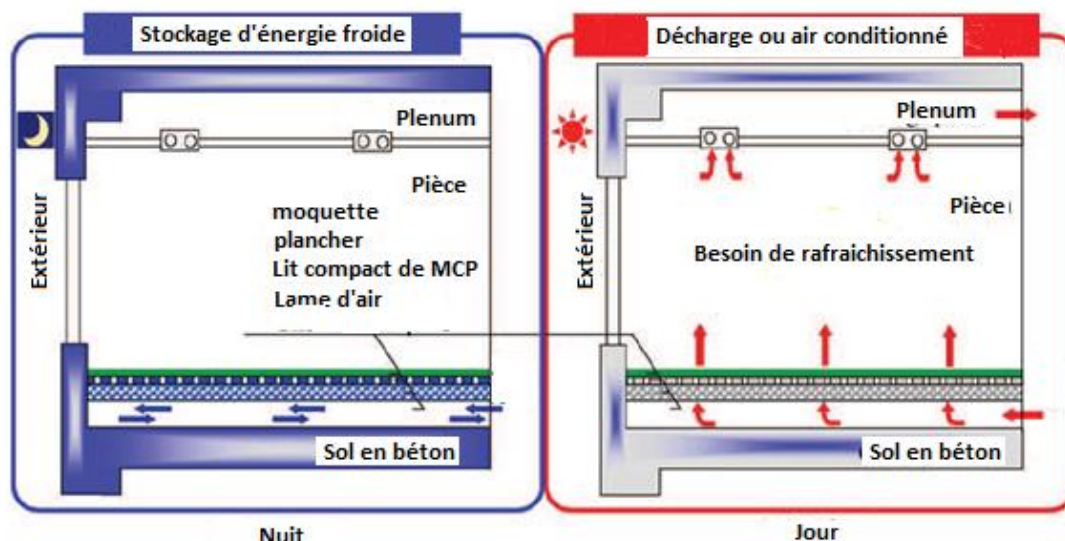


Figure 22 : Concept d'un système de conditionnement d'air avec MCP au sol (Nagano *et al.*, 2006)

3.4 Autres systèmes de stockage passif

3.4.1 Le stockage géothermique de faible profondeur : le puits canadien

La géothermie est généralement utilisée pour les longues périodes en stockage actif et en profondeur. Toutefois un système de préchauffage ou de rafraîchissement de l'air est connu et exploité pour la géothermie de faible profondeur. Les variations de la température du sol étant moins importantes que les variations de l'air extérieur, à quelques mètres de profondeur le sol est à une température proche de 12°C tout au long de l'année en France (Figure 23). En plaçant un conduit de circulation d'air à environ 2 mètres de profondeur sur une longueur de quelques dizaines de mètres on peut obtenir un préchauffage en hiver (ou un rafraîchissement en été) de l'air entrant pouvant atteindre une vingtaine de degrés en cas de différence de températures élevée entre l'air extérieur et le sol.

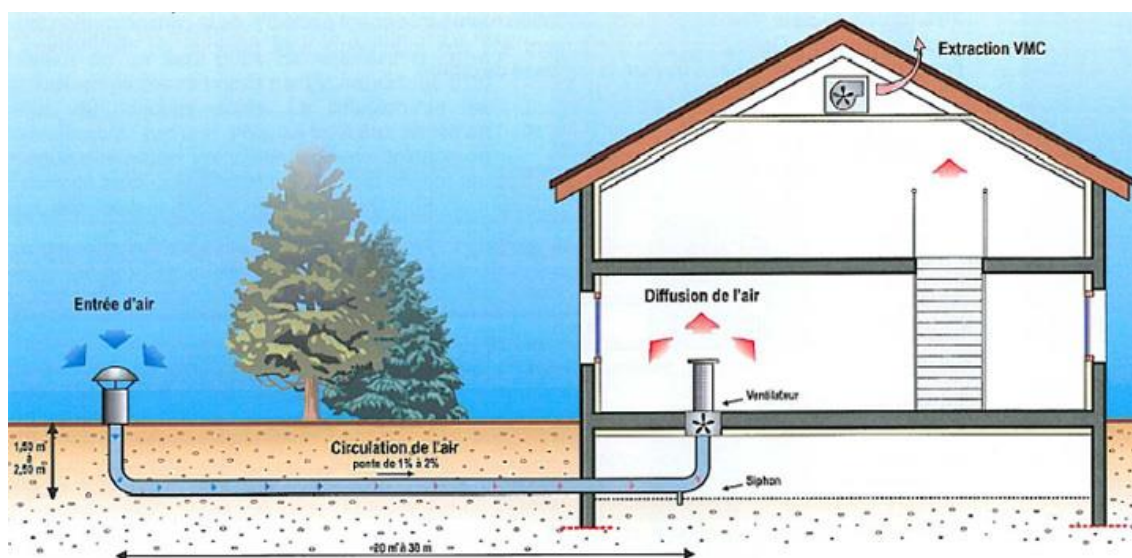


Figure 23 : Principe du stockage thermique passif dans le sol avec un puits canadien assurant l'échange de chaleur entre l'air entrant et le sol

3.4.2 Les revêtements de surface avec MCP

Karlessi *et al.* (2011) ont conçu des revêtements de façade dans lesquels ils ont intégré du MCP. Ils ont étudié différentes couleurs, différentes quantités de MCP et différentes valeurs de température de fusion, pour arriver à 36 cas différents soumis aux mêmes conditions (Figure 24). L'expérience a eu lieu à Athènes dans un climat semi-aride durant le mois d'Août, les différents revêtements ont été testés sans être appliqués à un bâtiment. La température de surface est moindre pour les revêtements avec MCP. L'étude démontre que ce type de revêtement peut réduire l'amplitude des flux de chaleur à travers la paroi extérieure, et donc atténuer les fluctuations de la température intérieure.

3.4.3 Stores voilés avec MCP

Weinlaeder *et al.* (2011) ont étudié durant deux ans l'impact de l'intégration de MCP à des stores voilés intérieurs. Ces stores sont placés à l'intérieur de l'habitat afin d'en limiter la détérioration dans le temps. La présence de MCP permet de maintenir les stores à une température inférieure à celle de la fusion du MCP (28°C), tandis que dans les mêmes conditions la température des stores classiques s'est élevée jusqu'à 40°C. Par conséquent, les phénomènes radiatifs diminuent et cela induit une réduction de la température intérieure de 2°C. La nuit, la ventilation nocturne orientée vers les stores, permet de décharger ceux-ci de la chaleur accumulée. Toutefois, ces systèmes présentent quelques limites. Tout d'abord, les lames des stores doivent être suffisamment larges et cela réduit l'accès à la lumière naturelle dans la pièce. De plus, le système ne peut être passif pour la décharge.

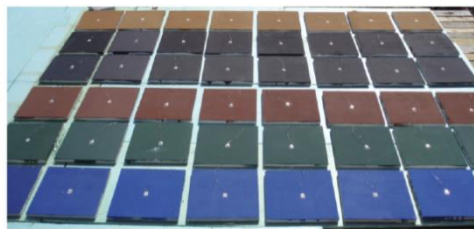


Figure 24 : Revêtements utilisant des MCP testés pour le rafraîchissement des parois (Karlessi *et al.*, 2011)

4 Les murs solaires

Le principe des murs solaires est de recueillir l'énergie solaire incidente à leur surface et de la restituer à l'intérieur du bâtiment. Il existe différents types de murs capteurs que l'on peut regrouper en deux catégories dont l'une repose sur le principe de l'effet de serre.

Dans une première partie, le principe de fonctionnement des murs solaires à effet de serre est décrit, en présentant leurs avantages et inconvénients. Puis les principes de fonctionnement des autres murs solaires sont décrits. Enfin, les résultats d'études concernant l'impact de la masse thermique, sensible ou latente, sur les performances des murs à effet de serre sont présentés.

4.1 Les murs solaires à effet de serre

Le mur Trombe-Michel est souvent considéré comme le premier mur solaire. Il a été conçu par le professeur Trombe et l'architecte Michel. En réalité la paternité du principe revient à Edward Morse, qui breveta le concept dès 1881 (US Pattern 246626 A).

Le mur à effet de serre est composé d'une vitre, d'une lame d'air et d'une surface captatrice, en général à absorptivité élevée dans le spectre solaire. La plupart de ces murs stocke l'énergie grâce à une masse thermique qui est derrière la surface captatrice. La Figure 25 reprend une liste exhaustive de ces murs décrits dans la littérature, et présente leurs principes de fonctionnement, et les vecteurs de restitution de l'énergie. Ci-dessous le fonctionnement de chaque mur est détaillé. La restitution d'énergie se fait soit par convection naturelle ou forcée de l'air qui échange avec la surface captatrice ou la masse thermique, soit par convection avec l'air intérieur et par rayonnement avec les surfaces intérieures³.

Les architectures choisies visent à obtenir une restitution d'énergie immédiate ou répartie dans le temps, et avec un degré de contrôle plus ou moins important. Les études sur le sujet ont porté sur l'optimisation de l'effet de serre, avec notamment des améliorations sur le vitrage et sur la surface captatrice.

Par ailleurs l'ensemble de ces murs a une fonctionnalité durant la période de chauffe mais ne doivent pas chauffer hors de cette période. De ce fait, une occultation est à prévoir. Se pose alors la problématique d'impliquer l'utilisateur dans le pilotage de cette occultation ou d'avoir un système automatisé.

4.1.1 Fonctionnements des murs solaires, avantages et inconvénients

Le principe de fonctionnement de chaque type de mur solaire à effet de serre rencontré dans la littérature est décrit ci-après. Cet inventaire repose en partie sur les travaux bibliographiques de Zalewski (1996) et Younsi (2008).

Mur solaire non ventilé

Les apports sont transmis par conduction (à travers la masse thermique), puis par convection naturelle et rayonnement à la surface interne du mur. Ce système est le plus simple à mettre en œuvre, toutefois aucune gestion de son fonctionnement n'est possible. Seul le dimensionnement de l'épaisseur de la masse thermique lors de sa création permet de définir une stratégie (figée) de

³ Il y a toujours des échanges radiatifs à la surface intérieure du mur, toutefois la part de restitution par ce vecteur est négligeable en présence d'un isolant entre la masse de stockage et l'ambiance intérieure, cet isolant ayant justement pour rôle de favoriser les autres vecteurs de restitution, et dans certains cas de mieux piloter ou gérer la restitution d'énergie.

restitution. L'absence d'isolant peut induire des déperditions importantes la nuit ou lors de journées peu ensoleillées et froides.

Mur Trombe

À la différence du mur solaire non ventilé, dans un mur trombe l'air peut circuler par convection naturelle dans la lame d'air via des ouïes localisées en partie haute et basse du mur. Cela permet de transmettre immédiatement à l'intérieur du bâtiment une partie des apports solaires. Ceci est possible tant que la température de l'air intérieur est inférieure à celle de la lame d'air. Par ailleurs, on conserve une restitution de chaleur retardée due au transfert de chaleur par conduction à travers la masse thermique. Un clapet peut être installé au niveau des ouïes afin de neutraliser, si besoin, la circulation d'air dans la lame d'air. On retrouve le problème d'absence d'isolant du mur solaire non ventilé, et à cela s'ajoute la transmission lumineuse par les ouïes qui peut être un inconvénient pour certaines pièces (les chambres par exemple).

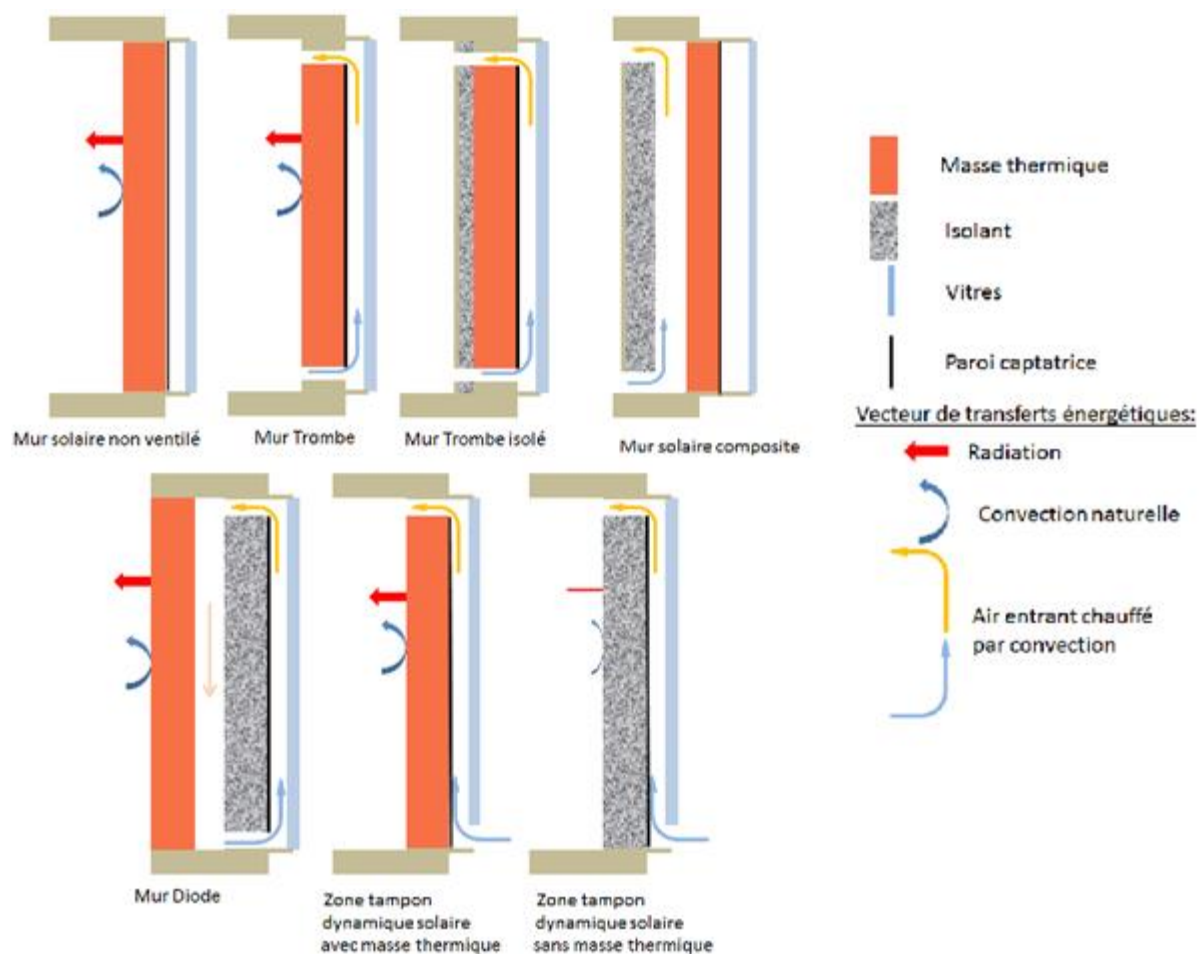


Figure 25 : Les différents murs solaires à effet de serre étudiés dans la littérature

Mur trombe isolé

Ce mur est identique au mur Trombe hormis que la pose d'isolant réduit les pertes nocturnes éventuelles. De plus l'isolant favorise la restitution de l'énergie captée par le vecteur air.

Mur solaire composite

Le mur solaire composite est une combinaison du mur trombe isolé et du mur solaire non ventilé. Les apports solaires sont dans un premier temps restitués avec un certain délai, le temps que le

flux traverse la masse thermique, puis ils sont récupérés par l'air circulant dans une lame d'air située entre la masse thermique et l'isolant. L'avantage est de retarder les apports par le mur solaire par rapports aux apports directs transmis par les vitres du bâtiment. Sa conception permet d'éviter l'apport d'air froid (par rapport au mur trombe et au mur trombe isolé), et la pénétration de lumière.

Ce mur a été largement étudié par Zalewski, et le laboratoire de l'université d'Artois (Zalewski, 1996, Younsi, 2008 et Zalewski *et al.*, 2012). Dans son mémoire de thèse Zalewski présente également une étude numérique sur le vitrage du mur capteur, en comparant les performances obtenues avec un vitrage simple, un double vitrage, un double vitrage comprenant une face faiblement émissive, un triple vitrage avec une face faiblement émissive et un triple vitrage avec deux faces faiblement émissives. La comparaison est faite pour 3 localités de France présentant des différences climatiques (Trappes, Nancy et Carpentras). Le but est de réduire les déperditions de chaleur tout en maintenant une valeur de transmissivité correcte. D'après les conclusions de l'étude, le double vitrage avec une face faiblement émissive et le triple vitrage avec deux faces faiblement émissives sont les plus performants.

Mur solaire diode

Imaginé par Bourdeau *et al.* (1980) à la fin des années 70, ce mur a pour but de réduire encore davantage les déperditions de chaleur. Le principe de ce type de mur est de dissocier la paroi captatrice du volume de stockage (sensible ou latent). Une boucle d'air circulant en convection forcée assure le transfert de chaleur de l'un à l'autre. Pour stopper l'apport de chaleur il suffit d'arrêter la ventilation. Il subsiste néanmoins quelques restitutions résiduelles, notamment par effet thermosiphon dans la boucle d'air. Les auteurs ont ensuite étudié la possibilité de basculer le mode de fonctionnement en convection naturelle par effet thermosiphon. La géométrie du mur rend alors plus contraignante son intégration dans le bâtiment, et le rendement est plus faible. En terme de rendement (énergie solaire incidente fournie au bâti), les auteurs ont évalué un rendement de 25% pour le mur Trombe classique, de 30 à 60% pour le mur solaire diode en convection forcée, et de 33% pour le mur solaire diode en convection naturelle.

Zone tampon dynamique solaire

La zone tampon dynamique solaire (*solar dynamic buffer zone* en anglais) combine le concept des zones tampons dynamiques avec l'architecture solaire. Ce système permet d'une part de préchauffer l'air neuf entrant, et d'autre part de restituer de la chaleur à la surface interne du mur par convection et rayonnement. Cette restitution peut être plus ou moins importante selon que le mur ait une masse thermique (Seck, 2010), ou non s'il s'agit d'un isolant (Richman et Pressnail, 2009 et 2010). Son rendement a été évalué en laboratoire à des valeurs comprises entre 25 et 30%, ce qui le classe dans la moyenne des performances des murs solaires.

4.2 Autres murs solaires

4.2.1 Mur solaire de Stirith et Novak (1996)

Stirith et Novak (1996) ont étudié un mur dont la lame d'air entre la vitre et la paroi captatrice du mur est remplacée par un matériau isolant transparent (Figure 26). Il n'y a ainsi plus d'effet de serre. Les conséquences de cette absence sur les performances du mur, par rapport à celles des murs solaires classiques, n'ont pas été étudiées.

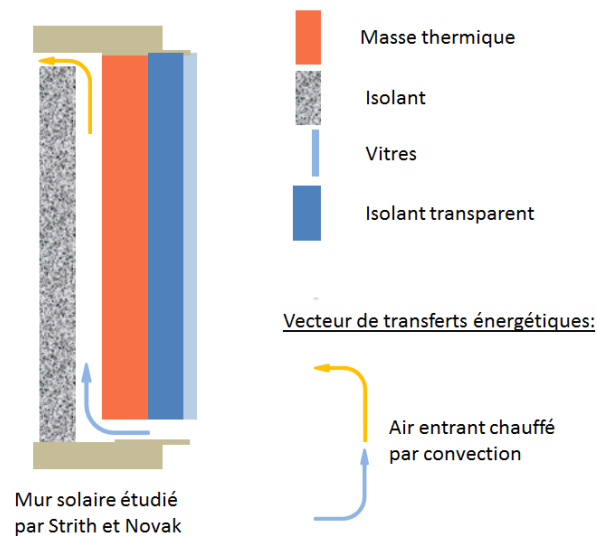


Figure 26 : Mur de Stirith et Novak (1996)

4.2.2 Mur à eau et mur transparent (transwall)

Le mur à eau (Figure 27 (a)), correspond à un mur composé d'une vitre derrière laquelle se trouve des contenants d'eau peints en noir afin d'en augmenter l'absorptivité (Nayak, 1987). Le rayonnement solaire incident est ainsi majoritairement absorbé par la masse thermique.

Pour le mur transparent, l'eau se trouve entre trois vitres (Figure 27 (b)). Contrairement au précédent, ce mur donne accès à la lumière naturelle. La part du rayonnement solaire incident transmis par la vitre va être en partie absorbé par la masse d'eau, et le reste transmis à l'intérieur du bâtiment (Sadineni *et al.*, 2011). Nayak (1987) conclut que le mur transparent est utile quand un apport immédiat d'énergie est nécessaire. Par ailleurs, il compare les performances obtenues à celles du mur Trombe et conclut que le mur transparent est plus efficace pour assurer le chargement en journée. Cependant, le mur Trombe demeure plus performant pour le nivellement de la décharge et a, au final, une meilleure efficacité.

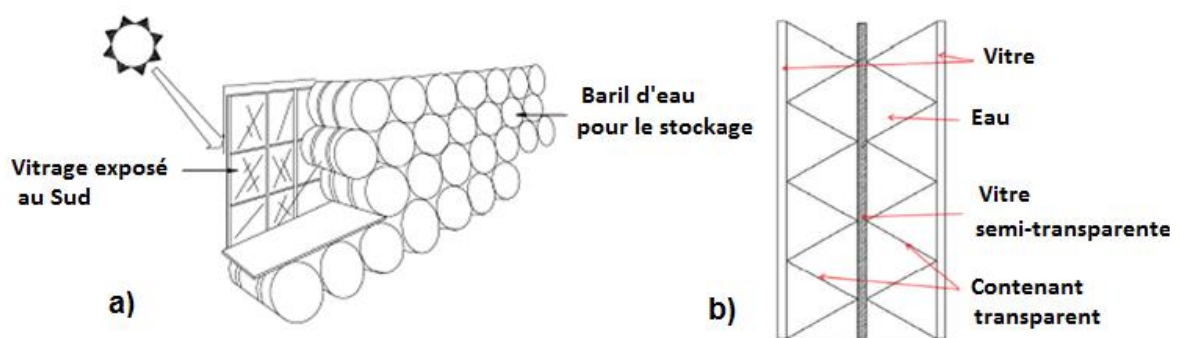


Figure 27: (a) Mur à eau ; (b) Mur transparent (Nayak, 1987)

4.3 Masse thermique des murs solaires

4.3.1 Masse thermique sensible

Le plus souvent, la masse thermique est un bloc de béton, mais elle peut également être constituée d'eau, tel que dans le mur à eau et le mur transparent. Comme on l'a vu précédemment, la structure même du mur va influencer sur le type de restitution et également sur

les performances du mur. En effet, l'une des conséquences d'un délai de restitution trop important, ou mal maîtrisé, est une augmentation des pertes thermiques par réémission vers l'extérieur. Zalewski (1996) a démontré que le délai augmente de 1 h 40 pour chaque augmentation de 5 cm de l'épaisseur de mur en béton.

4.3.2 Masse thermique latente

Comme précisé précédemment, l'utilisation des MCP présente plusieurs avantages par rapport aux systèmes de stockage de chaleur sensible, à savoir le stockage d'énergie sur une plage de température réduite et centrée autour de la température de fusion, la réduction du volume de stockage ou, à volume égal, l'augmentation de la capacité de stockage.

Dans un premier temps, de nombreux auteurs tels que Telkes (1978), Farouk et Guceri (1981), Knowles (1983) ont développé des modèles numériques permettant de montrer l'avantage de l'utilisation de MCP dans les murs solaires, et de cibler les propriétés des MCP adéquats (capacité latente, volume, et plage de température de changement de phase).

Bourdeau *et al.* (1980) ont réalisé une étude numérique afin de comparer des murs Trombe contenant un MCP (épaisseur 3,5cm) ou en béton plein (épaisseur 15 cm). Cette étude a démontré un certain avantage à utiliser la chaleur latente qui permet une restitution d'énergie vers l'intérieur mieux répartie dans le temps. Par la suite, ils ont comparé expérimentalement un mur trombe à eau (chaleur sensible) et un mur trombe à chliarolite (MCP). Le premier constat est une forte atténuation de l'amplitude des températures aux différents points de mesure (en paroi et dans la masse thermique). De plus, la capacité de stockage est doublée pour le mur latent par rapport au mur sensible. En effet, dans le cas du mur latent la température de la paroi captatrice s'élève moins rapidement, restant proche de la température de fusion du MCP. Cela induit des gradients de température entre la paroi du mur et l'environnement extérieur moins importants, et donc des déperditions thermiques plus faibles.

Bernard *et al.* (1985) ont comparé durant trois ans trois murs Trombe : le premier constitué d'une épaisseur de 40 cm de béton, le second de 8 cm d'une paraffine lourde, et le troisième d'une paraffine légère. La restitution était plus efficace, et les pertes moins importantes, dans le cas des matériaux à changement de phase, car l'épaisseur est plus faible.

En 2009, Khalifa et Abas (2009) ont mené une étude numérique comparative de 3 murs solaires : le premier constitué d'une épaisseur de 20 cm de béton, le second d'une épaisseur de 5 cm de paraffine, et le troisième d'une épaisseur de 8 cm de sel hydraté. Les simulations ont été réalisées pour le climat Irakien. Avec le sel hydraté, les températures intérieures étaient maintenues entre 18 et 22°C, dans les 2 autres cas entre 15 et 25 °C. Soit un facteur de décroissance de 40%.

Younsi (2008) a étudié un mur solaire composite intégrant un MCP et fonctionnant en convection naturelle. Il a démontré que l'utilisation du MCP permet d'obtenir un déphasage plus important entre les périodes d'apports solaires et les périodes de restitution de chaleur à l'intérieur de l'habitat. Cependant, l'auteur a aussi mis en évidence la difficulté de décharger le MCP et préconise une décharge en convection forcée afin d'augmenter le coefficient de convection. Zalewski *et al.* (2012) ont étudié le même mur solaire. Ils ont comparé les décalages temporels observés lors des phases de décharge de chaleur entre un mur constitué de 2,5 cm de sel hydratés macro-encapsulés dans des briques, et un mur de 15 cm d'épaisseur en béton. Le temps

de restitution est 2,5 fois moins important pour un mur avec MCP. Seck (2010) a mené une étude similaire pour un SDBZ avec masse thermique latente. À l'aide d'un modèle dont les résultats avaient au préalable été validés expérimentalement, l'auteur a démontré que le débit de ventilation peut être optimisé en fonction de la localisation du bâtiment et des conditions météorologiques.

La plupart des études mettent en évidence que l'efficacité du mur solaire peut être accrue par l'intégration de MCP, car une épaisseur moindre permet une restitution en surface plus rapide. La température de changement de phase est souvent comprise entre 20 et 30°C, selon les applications. Cet ordre de grandeur se retrouve également dans des études numériques sur le sujet, telles que celles de Manz *et al.* (1997), ou de Ghoneim *et al.* (1991).

4.4 Synthèse sur les murs solaires

Les recherches actuelles sur les structures de murs solaires visent à en augmenter l'efficacité en intensifiant la restitution de la chaleur. L'impact de la réémission vers l'extérieur est un verrou important qui limite les performances des murs solaires. Cette réémission due à de multiples échanges radiatifs, convectifs et conductifs, peut être réduite de plusieurs façons, comme par exemple :

- en réduisant la température de la surface captatrice, notamment par l'usage de matériaux à changement de phase ;
- en réduisant le délai de restitution de l'énergie captée, afin de réduire les pertes dans le temps ;
- en améliorant les capacités isolantes, et en réduisant l'émissivité du vitrage ;
- en améliorant les revêtements sélectifs des parois captatrices ;
- en intégrant un volet permettant de réduire les pertes la nuit ou en journée lorsque l'ensoleillement est faible.

Par ailleurs, dans la première partie de ce chapitre nous avons dissocié les activations de la masse thermique en surface, de celle au cœur du matériau de stockage. Et un point important de cette revue est que les murs solaires étudiés ont tous une activation de la masse thermique de stockage en surface. Il n'y a pas de travaux qui présentent une activation de la masse thermique au cœur. Or celle-ci pourrait amener une réduction supplémentaire du délai de restitution.

5 Conclusion

Le stockage d'énergie dans l'habitat présente de nombreux avantages, notamment dans l'objectif de réduire la consommation d'énergie du bâtiment. Le stockage latent, qui a fait l'objet de nombreuses études depuis deux décennies, permet d'améliorer les performances du stockage que ce soit par l'AMT, ou dans des unités de stockage propres telles que les USTL.

Le choix du MCP se fait en tenant compte des performances des produits mais également des contraintes imposées par ceux-ci. Ainsi, les sels hydratés, bien que meilleurs stockeurs et ayant une conductivité légèrement plus élevées que les paraffines, sont corrosifs et se dégradent plus rapidement que ces dernières. Il existe une large gamme de MCP en sels hydratés et paraffine, offrant ainsi un vaste choix en terme de plage de température de changement de phase. La détermination de celle-ci dépend de la puissance d'échange souhaitée et des besoins⁴. Ces derniers sont liés aux performances énergétiques du bâtiment, aux conditions météorologiques, à la localisation, et enfin à la valeur de consigne de la température intérieure. La puissance de restitution de la chaleur est fonction, d'une part, de la surface d'échange et du coefficient d'échange convectif, donc de la géométrie du système de stockage latent et, d'autre part, de la différence de température entre l'air et la plage de fusion du MCP, l'essentiel du stockage se faisant dans la plage de changement de phase. La conception du système de stockage doit permettre de maximiser cet échange et de palier la faible conductivité thermique du MCP, notamment par l'usage d'ailettes thermiques. Par ailleurs, le volume de stockage est déterminé à partir des apports possibles, ici des apports solaires, en tenant compte du degré de restitution quotidien, et ce, afin d'envisager un stockage sur plusieurs jours.

Dans le cadre du travail présenté ci-après, les apports sont définis à partir des conditions météorologies et de la capacité du mur solaire à capter le rayonnement solaire. Cette capacité dépend du choix du vitrage, du revêtement de la paroi captatrice et de la plage de fusion du MCP (qui influe sur les pertes thermiques vers l'extérieur). La restitution dépend de la géométrie retenue. A cet égard, la revue dressée sur les murs capteurs a permis :

- de définir différentes pistes pour optimiser les performances du mur solaire, notamment concernant la capture de l'énergie solaire, ou encore la réduction des déperditions thermiques vers l'extérieur (en particulier par l'utilisation de MCP) ;
- d'avoir une vision globale des types de restitution qui ont été jusqu'alors expérimentés dans les systèmes intégrant des MCP. On peut remarquer que, à ce jour, seules des restitutions en surface des murs capteurs ont été considérées.

⁴ La puissance d'échange peut être dimensionnée en fonction des besoins.

Chapitre 2

Conception d'un prototype de mur capteur
stockeur et essais expérimentaux sur site réel

1 Introduction

Un premier prototype de mur capteur/stockeur de chaleur latente destiné au préchauffage de l'air neuf entrant dans un bâtiment a été expérimenté in situ. Ce dispositif expérimental a été construit de juillet 2012 à janvier 2013 et la campagne expérimentale s'est étendue de février à fin avril 2013. La réalisation de ce prototype est le fruit du partenariat avec la société Cases Home.

L'objet de ce travail était de concevoir un prototype de mur capteur, de le placer dans une cellule expérimentale, d'instrumenter le prototype, la cellule ainsi que son environnement immédiat. L'objectif des essais réalisés à l'aide de ce prototype est d'en évaluer les performances en conditions de fonctionnement réelles.

Le mur capteur/stockeur est doté d'une masse de stockage de chaleur constituée de MCP macro-encapsulé dans des colonnes d'acier verticales. La chaleur provenant de l'ensoleillement capté par le mur y est stockée sous forme sensible et surtout latente. L'énergie stockée est restituée à l'air entrant dans le bâtiment, qui circule dans des tubes traversant les colonnes contenant le MCP.

Ce chapitre décrit en premier lieu le prototype, son dimensionnement et le fonctionnement de l'automate qui permet un pilotage automatique d'un volet et d'un registre de ventilation. Puis le site expérimental, le système d'acquisition et l'instrumentation mis en place sont décrits. Enfin, les résultats obtenus sont présentés et les limites du dispositif discutées.

2 Prototype du mur capteur/stockeur

Selon le principe de fonctionnement des murs solaires, notre prototype de mur capteur/stockeur capte l'énergie solaire par effet de serre. Celle-ci est stockée dans un MCP et enfin restituée à l'air.

Le mur capteur/stockeur est composé d'une partie captatrice, siège de l'effet de serre permettant d'accroître les apports solaires par rapport à un mur classique, d'un élément de stockage qui assure le stockage d'énergie et permet la restitution à l'air entrant. Cet élément est nommé Unité de Stockage Thermique (UST). À ces éléments viennent s'ajouter un bypass permettant de ne pas préchauffer l'air entrant, un volet qui peut être fermé afin de stopper les apports solaires ou de réduire les pertes nocturnes, et enfin un automate permettant de piloter le registre de ventilation orientant l'air vers l'élément de stockage ou le bypass.

L'air circule dans le mur capteur grâce à la différence de pression induite par la VMC. L'entrée d'air du mur capteur est pensée comme une entrée d'air neuf réglementaire. L'entrée d'air posée sur le système permet un débit maximum de $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Cette valeur est retenue pour le dimensionnement présenté par la suite. Conceptuellement d'autres débits peuvent être envisagés.

Une vue 3D du prototype est présentée par la Figure 28 où l'on peut voir les différents éléments cités précédemment. La face vitrée est exposée au soleil. Il s'agit d'une image « déshabillée » du mur capteur. Dans la cellule expérimentale, celui-ci est intégré en façade, recouvert d'isolant, notamment en face arrière, au niveau du bypass. L'entrée d'air se fait par le haut du mur capteur, l'air est soufflé dans le bâtiment en partie basse, afin de s'opposer à la stratification de l'air chaud en partie haute.

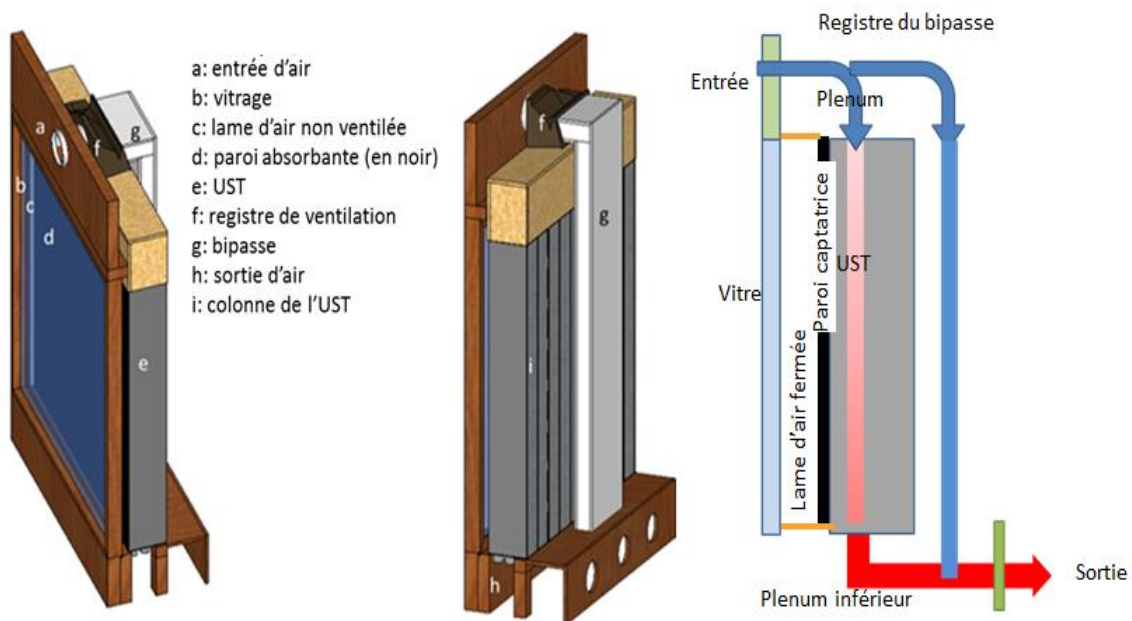


Figure 28 : Vue en 3D du mur capteur

2.1 Principe et composants de l'effet de Serre

2.1.1 Principe de l'effet de serre

Le principe de l'effet de serre pour les murs capteurs est connu depuis plusieurs décennies. L'effet de serre est généré dans une structure composée d'une vitre, d'une lame d'air et d'une paroi captatrice. Le principe est illustré par la Figure 29 où l'on peut distinguer les deux conditions de l'effet de serre : la transmission élevée du rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde (CLO) à travers la vitre, et les faibles émission et transmission de rayonnement en grandes longueurs d'onde (GLO) vers l'environnement extérieur.

Une part importante du rayonnement solaire CLO incident à la vitre traverse cette dernière et parvient à la paroi captatrice. Ce rayonnement incident est majoritairement absorbé par la paroi, le reste étant réfléchi à la surface de celle-ci, puis de nouveau partiellement réfléchi par la vitre vers la paroi. Ceci est illustré par la Figure 29 (a). Dans le même temps, le rayonnement GLO réémis par la paroi est partiellement réfléchi par la vitre vers la paroi captatrice où il est de nouveau majoritairement absorbé. La Figure 29 (b) illustre schématiquement ces échanges radiatifs.

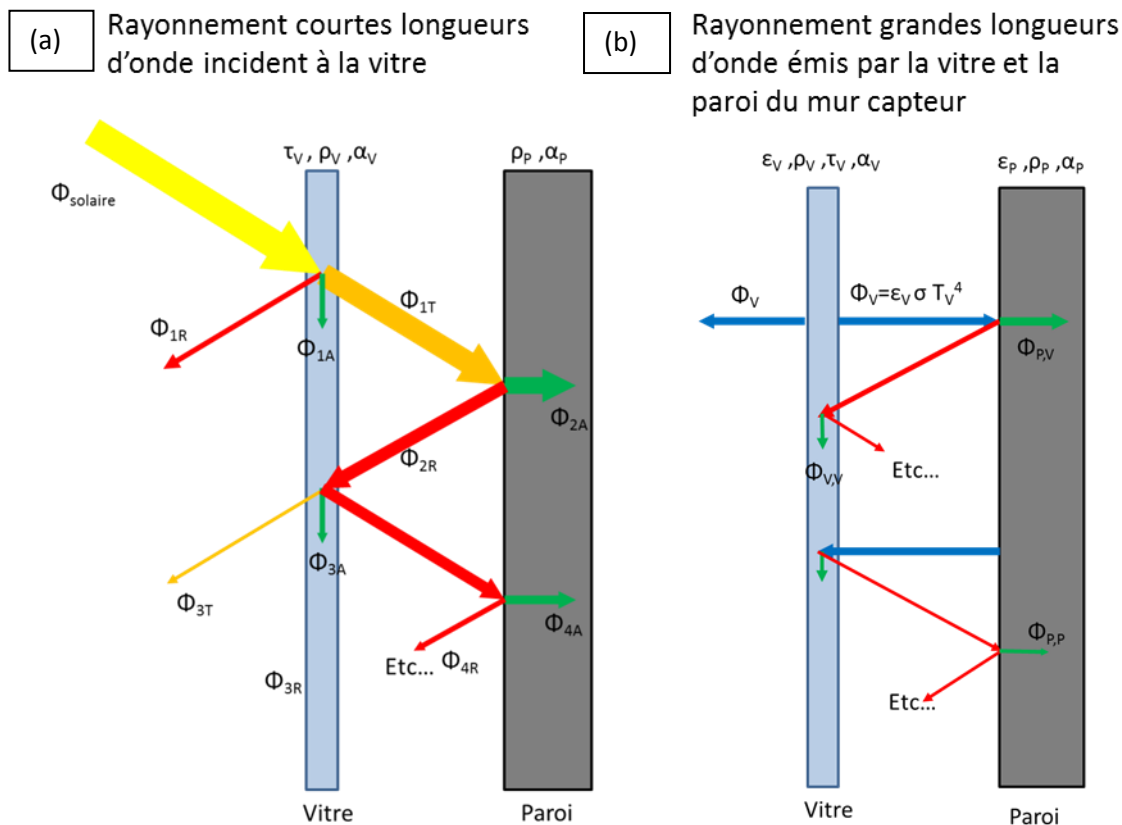


Figure 29 : Principe de l'effet de serre dans les deux plages de longueurs d'ondes, CLO et GLO. En jaune le rayonnement solaire incident, en orange le rayonnement traversant la vitre, en rouge le rayonnement réfléchi, en vert le rayonnement absorbé et en bleu le rayonnement GLO émis par les composants du mur solaire

2.1.2 Vitre

La vitre du prototype est constituée d'un double vitrage 4/16/4. Les verres sont produits par Saint Gobain et assemblés par la société VIM. Le verre extérieur est un verre très clair, qui a une

transmissivité très élevée. Le verre intérieur est un verre dont la face orientée vers l'extérieur a reçu un traitement faible émissivité. Pour les murs capteurs, ce choix d'un vitrage possédant une face faiblement émissive est un choix couramment retenu dans les différents travaux traitant du sujet. Dans ces travaux de thèse, Zalewski (1996) a expérimenté les performances du mur capteur équipé de vitrages simples, de doubles vitrages sans et avec traitement faiblement émissif, et de triples vitrages avec une ou deux faces faiblement émissives. Les résultats montrent que le double vitrage traité et le triple vitrage avec deux faces faiblement émissives permettent de capter le maximum d'énergie solaire pour les trois climats étudiés.

2.1.3 **Lame d'air**

Dans le travail bibliographique, nous avons distingué les murs capteurs possédant une lame d'air ventilée de ceux pour lesquels la lame d'air est non ventilée. Pour les murs capteurs ayant une lame d'air ventilée, la majeure partie de la chaleur captée durant la période d'ensoleillement est restituée instantanément au bâtiment par le vecteur air. Pour les murs capteurs ayant une lame d'air non ventilée, la restitution de la chaleur se fait avec un certain déphasage par rapport à la période d'ensoleillement.

Le mur capteur est destiné à équiper des bâtiments à haute performance énergétique. Une partie du chauffage de ce type de bâtiment est assuré par le rayonnement solaire traversant les parois vitrées. En l'absence de rayonnement solaire (la nuit ou les journées couvertes), les besoins de préchauffage sont donc importants, et un préchauffage de l'air neuf entrant réparti sur toute une journée paraît donc préférable à des apports importants durant la phase d'ensoleillement.

De ce fait, nous avons fait le choix d'un vitrage avec lame d'air non ventilée. L'épaisseur de cette dernière est de 27 mm. Cette valeur résulte d'un compromis entre performance thermique de la lame d'air et contraintes techniques. Les calculs de la résistance thermique de la lame d'air sont présentés à l'Annexe B. Ceux-ci indiquent que la résistance thermique est maximale pour une épaisseur de la lame d'air de 20 mm. Toutefois, la présence de la menuiserie intérieure et des pièces de jointement entre les différentes éléments de l'UST ne nous ont pas permis de descendre en dessous de 27 mm.

2.1.4 **Paroi captatrice**

La paroi absorbante est la face de l'UST exposée au rayonnement solaire. Elle est recouverte par une peinture sélective (Solkote HI/SORB-II). Son émissivité (et donc son absorptivité) est fonction de la longueur d'onde. Dans le domaine CLO, son absorptivité est $\alpha_{CLO} = 0,85$ en moyenne. Dans le domaine GLO, son émissivité est $\varepsilon_{GLO} = 0,32$ en moyenne. Cette peinture permet donc de maximiser les apports solaires CLO tout en minimisant les pertes par réémission GLO de la paroi vers le vitrage. Toutefois, l'application de cette peinture a présenté plusieurs inconvénients tels que la difficulté d'accroche sur l'acier inoxydable, un rendu peu homogène et sa toxicité.

Une autre solution aurait été d'utiliser un revêtement sélectif métallique, telle qu'une feuille de métal avec une superposition de nano-couches assurant la sélectivité du matériau. Cette solution fut écartée, notamment pour des problèmes de dilatation, de fixation à la paroi de l'UST et de création de résistances de contact.

2.2 Unité de stockage thermique (UST)

La chaleur captée par le mur est transmise à l'UST dont le rôle est de l'emmagasiner et de la restituer à l'air neuf qui y circule. L'UST est un élément de stockage thermique contenant du MCP macroencapsulé et traversé par des conduites dans lesquelles circule l'air. Son dimensionnement repose sur la capacité de stockage nécessaire et celle de restituer la chaleur à l'air.

La capacité de stockage dépend des apports solaires possibles, du volume de MCP et des propriétés thermophysiques du MCP, à savoir sa chaleur sensible, sa chaleur latente et sa masse volumique à l'état liquide⁵. La capacité de restitution d'énergie à l'air dépend de la surface d'échange entre l'air et l'UST, des coefficients d'échanges convectifs à la surface des tubes et du déphasage entre l'ensoleillement incident à la paroi captatrice et sa transmission à la surface des tubes dans lesquels circule l'air.

Ce sous-chapitre présente dans un premier temps une estimation des apports énergétiques conduisant à celle de la capacité de stockage. Dans un second temps sont présentés les critères de choix du MCP et le type de MCP choisi. Le choix du contenant du MCP est ensuite abordé. Ce choix est notamment conditionné par la problématique de la faible conductivité du MCP. Il s'ensuit une étude sur la restitution de chaleur à l'air par la méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT). Cette étude permet de définir l'architecture interne de l'UST, ainsi que la température de fusion du MCP souhaitée. Enfin, les caractéristiques du MCP sont présentées, en particulier sa capacité latente et les plages de fusion qui ont été identifiées par les tests de calorimétrie différentielle à balayage (DSC⁶).

2.2.1 Apports énergétiques et ordre de grandeur de la capacité de stockage

La détermination de la capacité de stockage latent à prévoir repose sur une estimation des apports solaires absorbés par la paroi captatrice de l'UST. Le rendement d'un mur capteur se situant communément entre 25 et 50% (Bourdeau *et al.*, 1980), nous retenons la valeur haute de cette plage pour le dimensionnement. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel de simulation thermique dynamique TRNSYS et plus précisément de la base de données météorologiques Meteonorm pour la ville de La Rochelle. Comme l'indique la Figure 30, le résultat obtenu est qu'une capacité latente de 10 MJ permet de stocker la totalité des apports solaires sous forme de chaleur latente en fin d'une journée très ensoleillée durant laquelle le rayonnement solaire est maximum pendant la période de chauffe. Par ailleurs, afin de tirer profit de périodes de plusieurs jours ensoleillés consécutifs, avec une température d'air extérieur relativement élevée, pour lesquelles les apports dépassent quotidiennement la restitution, la capacité de stockage a été surdimensionnée. Le mur capteur développé a ainsi une capacité de stockage latente de 13,6 MJ.

2.2.2 Choix du MCP

Le MCP retenu est une paraffine. Il est apparu primordial d'utiliser un MCP ayant une durée de vie importante et étant simple à stocker sur une longue durée. Comme on l'a vu au Chapitre 1, les paraffines sont chimiquement inertes et de ce fait un stockage dans un matériau métallique est possible. De plus, elles ont une durée de vie élevée qui est estimée à 10000 cycles. Si l'on

⁵ La masse volumique à l'état liquide est supérieure à la masse volumique à l'état solide pour les MCP considérés.

⁶ Communément on utilise l'abréviation DSC issu du nom anglais *Differential Scanning Calorimetry*.

considère 1 cycle par jour, durant les 200 jours de la période de chauffe, on atteint une durée de vie potentielle de 50 ans. Par contre, elles ont une capacité de stockage inférieure à celle des sels hydratés, et une conductivité thermique très faible, à savoir $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ seulement. Le volume de MCP encapsulé est donc important et la structure doit permettre d'accroître la conductivité thermique de l'ensemble de l'UST.

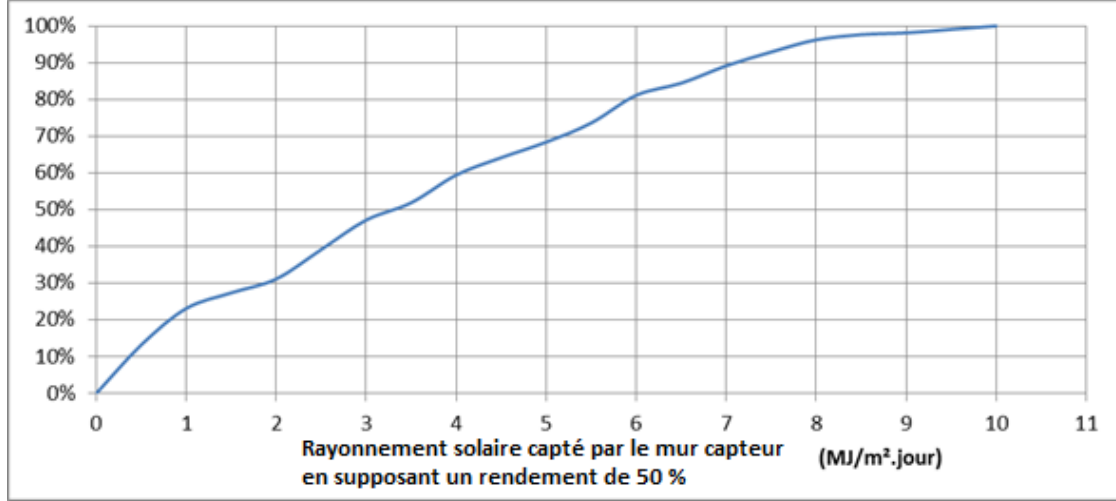


Figure 30 : Fréquences cumulées de l'énergie journalière fournie à l'UST en supposant que le mur capteur stocke 50% du rayonnement solaire incident à une paroi verticale orientée au Sud

2.2.3 Encapsulation du MCP et création d'ailettes thermiques

Le MCP est macro-encapsulé dans une structure réalisée en acier inoxydable. Afin d'augmenter la conductivité de l'ensemble de l'UST, cette structure est constituée de 10 colonnes d'acier verticales de section rectangulaire. La jonction de ces colonnes joue ainsi le rôle d'ailettes thermiques verticales, perpendiculaires à la paroi captatrice, tel qu'illustré par la Figure 31. Ces ailettes permettent d'obtenir une conductivité thermique équivalente normale à la paroi captatrice, pour l'ensemble de l'UST, $\bar{\lambda}$, normale à la paroi sur la largeur de l'UST (Équation (1)), cinq fois supérieure à celle d'une UST dépourvue d'ailettes (Équation (2)), dans le cas d'un MCP solide, soit sans convection de la phase liquide. Seule la conductivité thermique équivalente normale à la paroi captatrice est considérée car il s'agit de caractériser le gain de propagation du flux thermique dans la profondeur de l'UST.

$$\bar{\lambda}_{avec\ ailettes} = \frac{\lambda_{Acier_inoxydable} n_{colonnes} 2e_{acier} + \lambda_{MCP} n_{colonne} l_{colonne_intérieur}}{l_{mur}} \quad (1)$$

$$\bar{\lambda}_{sans\ ailettes} = \frac{\lambda_{Acier_inoxydable} 2e_{acier} + \lambda_{MCP} (l_{mur} - 2e_{acier})}{l_{mur}} \quad (2)$$

L'UST est donc composée de 10 colonnes verticales en acier inoxydable, de dimensions $100 \times 150 \times 1000 \text{ mm}$. Ces dimensions permettent l'encapsulation d'un volume suffisant pour répondre à la condition d'un stockage latent d'au moins 13,6 MJ à partir de l'équation suivante :

$$SL_{UST} = L_{MCP} \rho_{MCP} V_{MCP} \quad (3)$$

avec V_{MCP} le volume de MCP liquide introduit dans la totalité des colonnes, de 105 litres.

À présent que sont définis le type de MCP, le volume encapsulé, et la structure de l'UST, la partie suivante aborde les dimensions et le positionnement des tubes de circulation d'air au sein de chaque colonne. Ces caractéristiques conditionnent l'intensité des échanges de chaleur par convection entre l'air et le MCP.

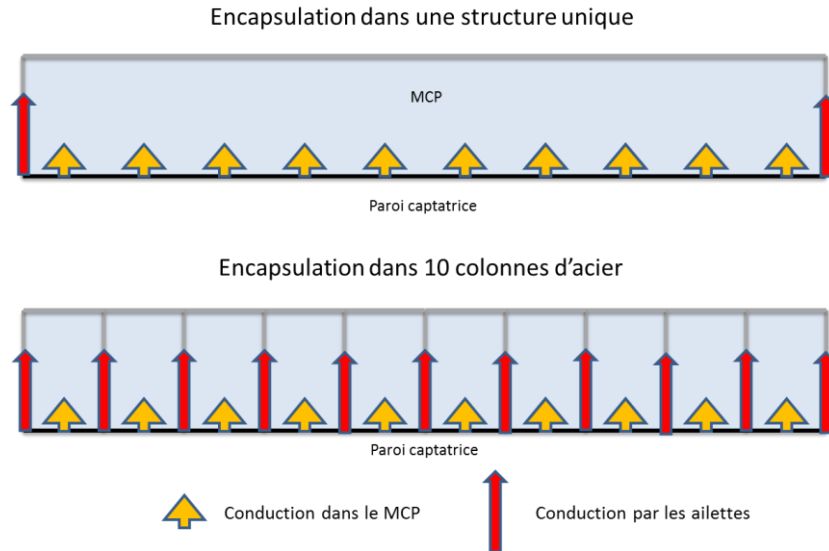


Figure 31 : Schéma de principe de la conduction thermique à travers le mur (vue de dessus) pour une encapsulation dans une structure métallique unique, et dans une structure métallique constituée de 10 colonnes

2.2.4 Surface d'échange entre l'air et l'UST, et coefficients d'échange convectif

Comme indiqué dans le premier chapitre, pour un certain type de murs capteurs la captation d'énergie s'effectue sur la face extérieure du mur, et la restitution sur la face intérieure. La surface d'échange entre l'air et le mur capteur est alors égale à la surface de la paroi captatrice, et les échanges convectifs correspondent à ceux d'une plaque plane.

Or, l'une des problématiques du stockage utilisant les MCP est leur faible conductivité thermique qui limite les échanges entre le fluide caloporteur et la masse de stockage. Afin de pallier ce problème, outre l'augmentation de la conductivité thermique de l'ensemble de l'UST par l'ajout d'ailettes, il est possible d'augmenter la surface d'échange ou encore de limiter la distance séparant la paroi captatrice de la (ou les) surface(s) assurant la restitution de chaleur. Ainsi, la restitution de la chaleur au cœur du MCP, par l'intermédiaire de tubes dans lesquels circule l'air, permet d'augmenter la surface d'échange et de rapprocher cette dernière de la surface captatrice, tout en conservant une capacité de stockage élevée.

Nous avons donc comparé le produit du coefficient de convection par la surface d'échange dans le cas d'une restitution en face arrière du mur, et dans le cas d'une restitution par l'intermédiaire de tubes traversant l'UST. Cette comparaison a été réalisée pour un débit d'air de $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Les surfaces d'échange sont respectivement dans ces deux cas :

$$S_{tubes} = n_{tubes} 2r_{tube} \pi H_{UST} \quad (4)$$

$$S_{plan} = l_{UST} H_{UST} = 1,1 \text{ m}^2 \quad (5)$$

On peut déduire de ces deux expressions que la surface d'échange dans le cas des tubes est supérieure à celle de la face de l'UST si le rayon intérieur des tubes est tel que :

$$ri_{tube} > \frac{l_{UST}}{2\pi n_{tubes}} \quad (6)$$

soit, supérieur à 16 mm dans le cas présent.

Considérant dans un premier temps que les échanges convectifs interviennent sur la face arrière de l'UST, le coefficient de convection est calculé à partir des corrélations établies dans le cas d'une plaque plane :

$$\overline{h_{AIR}} = \frac{\lambda_{air} \overline{Nu}_L}{H_{UST}} \quad (7)$$

Cette expression est valable en régime laminaire pour un nombre de Reynolds inférieur à $3 \cdot 10^5$, ce qui est le cas puisqu'il est au maximum égal à $3 \cdot 10^4$ pour la plage des épaisseurs de la lame d'air, e_{vide} , considérée, et pour un débit d'air de $15 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$. Le nombre de Nusselt, pour un nombre de Reynolds inférieur à 10^5 , s'exprime par :

$$\overline{Nu}_L = 0,036 Pr^{1/3} Re_L^{4/5} \quad (8)$$

où le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re_L = \left(\frac{\dot{q}_{Air}}{l_{UST} e_{vide}} \right) \frac{H_{UST}}{\nu_{AIR}} \quad (9)$$

Dans le cas d'échanges convectifs au sein de tubes, le coefficient de convection est donné par :

$$h_{AIR} = \frac{\lambda_{air} Nu}{Dh} \quad (10)$$

Dans un tube, en régime laminaire non établi, le nombre de Nusselt s'exprime par :

$$Nu = 3,66 + \frac{0,104 \left(\frac{Re_{Prd}}{L} \right)}{1 + 0,016 \left(\frac{Re_{Prd}}{L} \right)^{0,8}} \quad (11)$$

Cette expression est valable pour un nombre de Reynolds inférieur à 2300, ce qui est le cas dans le cas présent pour un nombre de tubes au moins égal à 10. Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re = \left(\frac{\dot{q}_{Air}}{n_{tubes} \pi ri_{tube}^2} \right) \frac{2ri_{tube}}{\nu_{Air}} \quad (12)$$

La comparaison des produits du coefficient de convection par la surface d'échange est présentée par la Figure 32. Le nombre de tube minimum considéré est de 10, étant donné que la structure d'échangeur est composée de 10 colonnes, et que l'on souhaite au moins placer un tube dans chaque colonne. La température de paroi est supposée constante, égale à 30°C ce qui correspond la température d'air en entrée est de 5°C . Les corrélations sont celles pour une température de paroi constante. Dans le cas réel, il ne s'agit ni d'un cas avec une température de paroi constante, ni d'un cas où le flux thermique est constant sur toute la paroi, comme le montrent les résultats

expérimentaux (Chapitre 2 et Chapitre 4). Le choix pour ce dimensionnement est orienté par le caractère latent du MCP qui permet un échange sur une plage de température de MCP plus restreinte. Les propriétés thermophysiques de l'air sont déterminées pour une température de 17,5°C à partir des expressions présentées à l'Annexe C. On peut observer que les échanges de chaleur par convection sont deux fois plus élevés si l'on place un tube dans chaque colonne par rapport à un échange en paroi. Ce rapport augmente avec le nombre de tubes dans chaque colonne.

Le choix d'introduire des tubes au sein du MCP favorise donc les échanges de chaleur par convection entre l'air et l'UST, et de surcroît permet de rapprocher les surfaces d'échange de la paroi captatrice. À présent, à l'aide de la méthode NUT, nous allons définir le diamètre des tubes et leur positionnement.

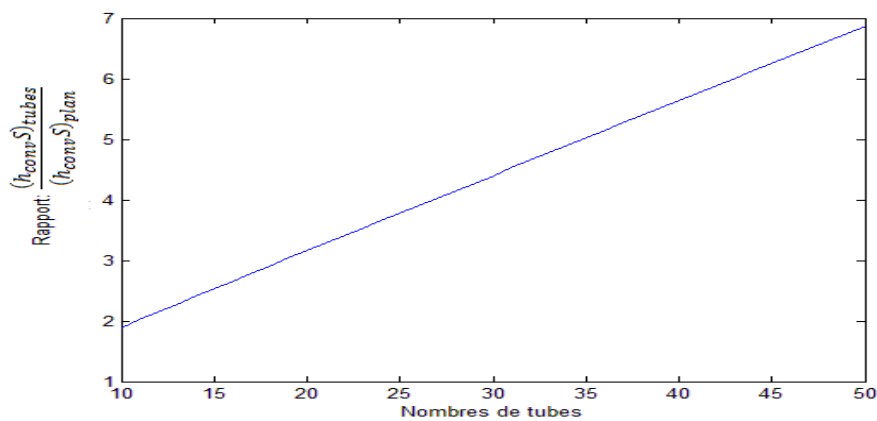


Figure 32 : Rapport des échanges convectifs entre le cas d'une structure traversée par des tubes et celui d'une surface plane (ce rapport ne dépend pas du diamètre des tubes)

2.2.5 Nombre, diamètre et répartition des tubes dans une colonne, méthode du Nombre d'Unités de Transfert (NUT)

Le nombre, le diamètre et la disposition des tubes traversant chaque colonne de l'UST sont déterminés à l'aide de la méthode NUT, décrite par Tay *et al.* (2012 (a) et (b)), Amin *et al.* (2012) Belusko *et al.* (2012).

La méthode présentée ici consiste à déterminer la température d'air soufflé en sortie d'UST pour différentes géométries (nombre de tubes par colonne), températures de fusion, et fractions liquides. Cette fraction liquide traduit la part du volume de MCP qui est à l'état liquide, autrement dit la chaleur latente stockée.

Description de la méthode

Le NUT, dont l'expression est donnée à l'Équation (13), est le nombre d'unités de transfert. Il s'agit d'un nombre adimensionnel qui caractérise l'échange thermique entre un fluide circulant dans un tube (l'air dans notre cas) et l'environnement de ce tube (le MCP dans notre cas) :

$$NUT = \frac{US}{\dot{m}_{AIR} C_{p_{AIR}}} = \frac{1}{R_T \cdot \dot{m}_{AIR} C_{p_{AIR}}} \quad (13)$$

Ce nombre est fonction de la résistance thermique totale, R_T qui s'exprime par :

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 = \frac{1}{2\pi r_i H_{UST} h_{AIR}} + \frac{\ln(r_0/r_i)}{2\pi \lambda_{tube} H_{UST}} + \frac{\ln\left(\frac{[(1-f)(r_{max}^2 - r_0^2) + r_0^2]^{\frac{1}{2}}}{r_0}\right)}{2\pi H_{UST} \lambda_{MCP}} \quad (14)$$

où :

- R_1 désigne la résistance thermique superficielle des échanges convectif et radiatif entre l'air et la paroi interne du tube. Dans cette étude, le front de fusion étant supposé être concentrique au tube, la température de paroi interne du tube est constante en tout point, et de ce fait le terme radiatif est nul ;
- R_2 désigne la résistance thermique de conduction dans l'épaisseur du tube ;
- R_3 désigne la résistance thermique de conduction du MCP. Cette résistance thermique dépend de la fraction liquide, f , qui vaut 1 lorsque le matériau est totalement liquide et 0 lorsque le matériau est totalement solide.

L'échange entre l'air et l'UST a lieu à la surface interne des tubes de l'UST. Suite aux échanges de chaleur, le front de fusion se déplace, situé à une distance r du tube sur la Figure 33. L'idée de la méthode du NUT appliqué au MCP est que l'essentiel de la chaleur fournie à l'air provient du front de fusion. Dès lors, on considère un échange entre le front de fusion et l'air, d'où la détermination des trois résistances thermiques précédemment introduites.

L'expression de la résistance thermique R_T a été établie par Tay *et al.* 2012 a). Les auteurs définissent la résistance thermique R_{T3} en fonction de la fraction liquide. Cela se traduit, sur la Figure 33, par le rapport entre la surface orange et la surface totale (violette et orange). Plus la fraction liquide est importante, plus le front de fusion est proche du tube.

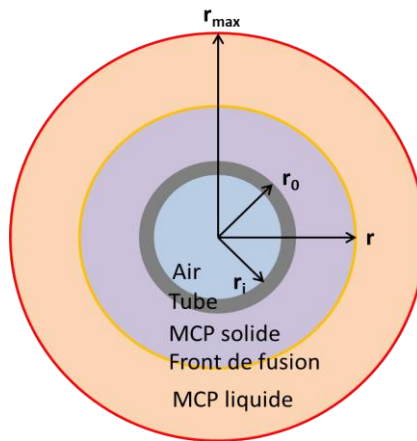


Figure 33 : Schéma de principe de l'échange thermique concentrique autour d'un tube dans le cas d'une décharge du MCP et définition des différents rayons utilisés dans les expressions des résistances thermiques

Résistance thermique superficielle de convection, R_1

Nous considérons de nouveau un débit d'air de $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Pour cette valeur de débit, et pour l'ensemble des cas considérés par la suite, l'écoulement est laminaire ($Re < 2300$). L'expression du nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire non-établi est donnée par la relation de Kays précédemment introduite (Équation (11)). On peut alors en déduire la valeur du coefficient d'échange convectif h_{AIR} à l'aide de l'Équation (10).

Résistance thermique du tube, R_2

La résistance thermique du tube est fonction des propriétés du tube, à savoir l'épaisseur et la conductivité thermique du matériau le composant. Les tubes considérés sont en acier inoxydable avec une épaisseur de 3 mm et une conductivité thermique de $26 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Résistance thermique de conduction du MCP, R_3

La résistance thermique est fonction d'un rayon, noté r_{\max} . Dans une colonne donnée, l'objectif est que la plus petite des distances séparant les tubes, ainsi que ces derniers des parois de la colonne, soient maximale. Pour ce faire, on définit ce rayon r_{\max} comme étant le plus petit rayon de l'ensemble des cercles concentriques aux tubes, tangent d'une part aux cercles de même rayon concentriques aux autres tubes, et d'autre part aux parois de la colonne. Ainsi, r_{\max} correspond à la distance maximale entre le tube et le front de fusion avant que le front de fusion concentrique à un tube rentre en contact avec un autre front de fusion, concentrique à un autre tube, ou avec une paroi.

Ces rayons r_{\max} sont représentés en rouge sur la Figure 34. On peut observer que, pour les cas à 2 et 4 tubes, r_{\max} induit une dissymétrie du positionnement des tubes. Celle-ci est difficile à mettre en œuvre en pratique et on définit donc une position des tubes en bleu qui présente une symétrie et qui se rapproche au mieux des cercles rouges. À noter que, pour le cas à 3 tubes, le positionnement des tubes ne présente pas de plan de symétrie. Pour les cas à 4 et 5 tubes, plusieurs configurations sont possibles⁷, car les rayons r_{\max} des différents tubes ne sont pas tous en contact.

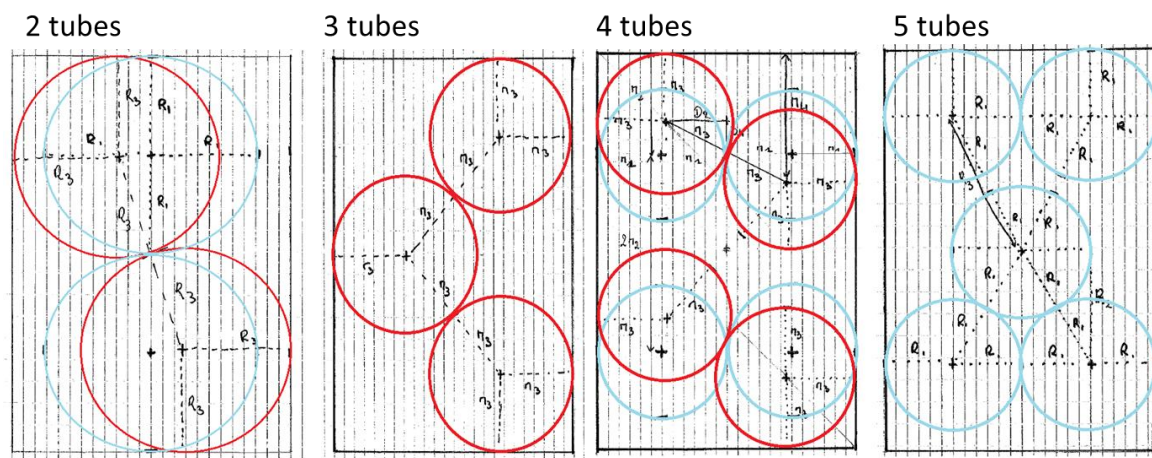


Figure 34 : Disposition possible des tubes (en bleu) dans le plan horizontal et des tubes de rayon maximum r_{\max} possible (en rouge)

On se place dans un cas de décharge de l'UST pour lequel l'air absorbe de la chaleur au MCP. Dès lors, le MCP situé entre le front de fusion et le tube est solide et sa conductivité thermique vaut $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Calcul de la température de sortie de l'UST

Une fois le NUT calculé, la température d'air soufflé, à la sortie de l'UST, est déterminée par :

⁷ Le schéma correspondant au cas à 5 tubes ne fait pas figurer de cercles en rouge, car il existe dans ce cas plusieurs positions optimales.

$$T_s = T_{MCP} - (T_{MCP} - T_{Ext})e^{-NUT} \quad (15)$$

où la température du MCP, T_{MCP} , correspond au point de fusion pour lequel la température est maximale. Deux températures de fusion ont été considérées, à savoir 25 et 29°C. Ces deux valeurs correspondent respectivement aux valeurs maximales de la plage de fusion des paraffines RT 25 et RT 31 de la société Rubitherm. La température d'air soufflé est calculée pour une température extérieure (donc température à l'entrée de l'UST), T_{Ext} , variant de -5 à +15°C avec un pas de 2,5°C.

Résultats et choix du nombre de tubes par colonne et de la température de fusion du MCP

La Figure 35 et la Figure 36 présentent l'évolution de la température d'air soufflé \bar{T}_s en fonction de la température extérieure T_{Ext} pour les 2 températures de fusion considérées. Chaque graphique présente les résultats obtenus pour un nombre de tubes par colonne donné, et pour différents diamètres intérieurs de tube (exprimés en mètre).

On peut observer que, pour une même géométrie, le MCP dont la température de fusion est la plus élevée permet de chauffer davantage l'air. Par ailleurs, plus le nombre de tubes est important, plus la température d'air soufflé l'est aussi, puisque le produit de la surface d'échange par le coefficient de convection est plus important.

Toutefois, ce modèle repose sur un certain nombre d'hypothèses parmi lesquelles :

- la considération d'une évolution concentrique de la fraction liquide. Dans le cas étudié par Tay *et al.* (2012 a et b), les charges et décharges de l'UST se succèdent alternativement, dans les 2 cas dû à la circulation d'un fluide dans les tubes. Ici, la charge a lieu en paroi de colonne, et charges et décharges peuvent avoir lieu simultanément. Le front de fusion ne sera donc pas concentrique au tube et adoptera probablement une forme dépendant de la charge en paroi et de la décharge dans les tubes ;
- l'hypothèse d'une température constante au cours du changement de phase. La plage de fusion des MCP est en réalité étendue, par exemple de 21°C à 33°C pour le RT 31. Le MCP n'étant pas idéal, sa fusion s'étend sur une plage de température et donc il n'y aura pas un front de fusion, mais une zone de fusion ;
- l'hypothèse d'une fraction liquide identique sur toute la longueur du tube. En réalité, celle-ci dépend de la décharge qui est plus importante en haut qu'en bas de colonne, et aussi des phénomènes de convection de la phase liquide.

Ces différentes hypothèses sont susceptibles d'entraîner une surestimation de la température de l'air soufflé par rapport à certains cas réels, pour lesquelles la zone de fusion ne sera pas dans le rayon de décharge des tubes les plus éloignés de la paroi captatrice, et la température de fusion sera inférieure au cas idéal.

Afin de déterminer le nombre de tubes par colonne ainsi que la température de changement de phases du MCP, on définit une valeur minimale de la température d'air soufflée à atteindre, correspondant à la température intérieure de confort dans le bâtiment, comprise entre 19 et 21°C.

En tenant compte de la température de confort et de l'éventuelle surestimation de la température d'air soufflée liée aux différentes hypothèses simplificatrices, les configurations à 1 et 2 tubes ont été éliminées et une température de fusion de 29°C a été retenue. Ce choix est conforté par l'une des conclusions de la thèse de Younsi (2008) selon laquelle une température de

fusion de 26°C était un peu faible pour son prototype de mur capteur avec MCP. Par ailleurs, la configuration à 4 tubes a été privilégiée aux configurations à 3 et 5 tubes car elle permet de rapprocher au maximum l'ensemble des tubes de la paroi captatrice. Enfin, le diamètre des tubes a été choisi en fonction des valeurs standards existant sur le marché. Les tubes retenus ont un diamètre intérieur de 29,7mm et un diamètre extérieur de 33,7 mm.

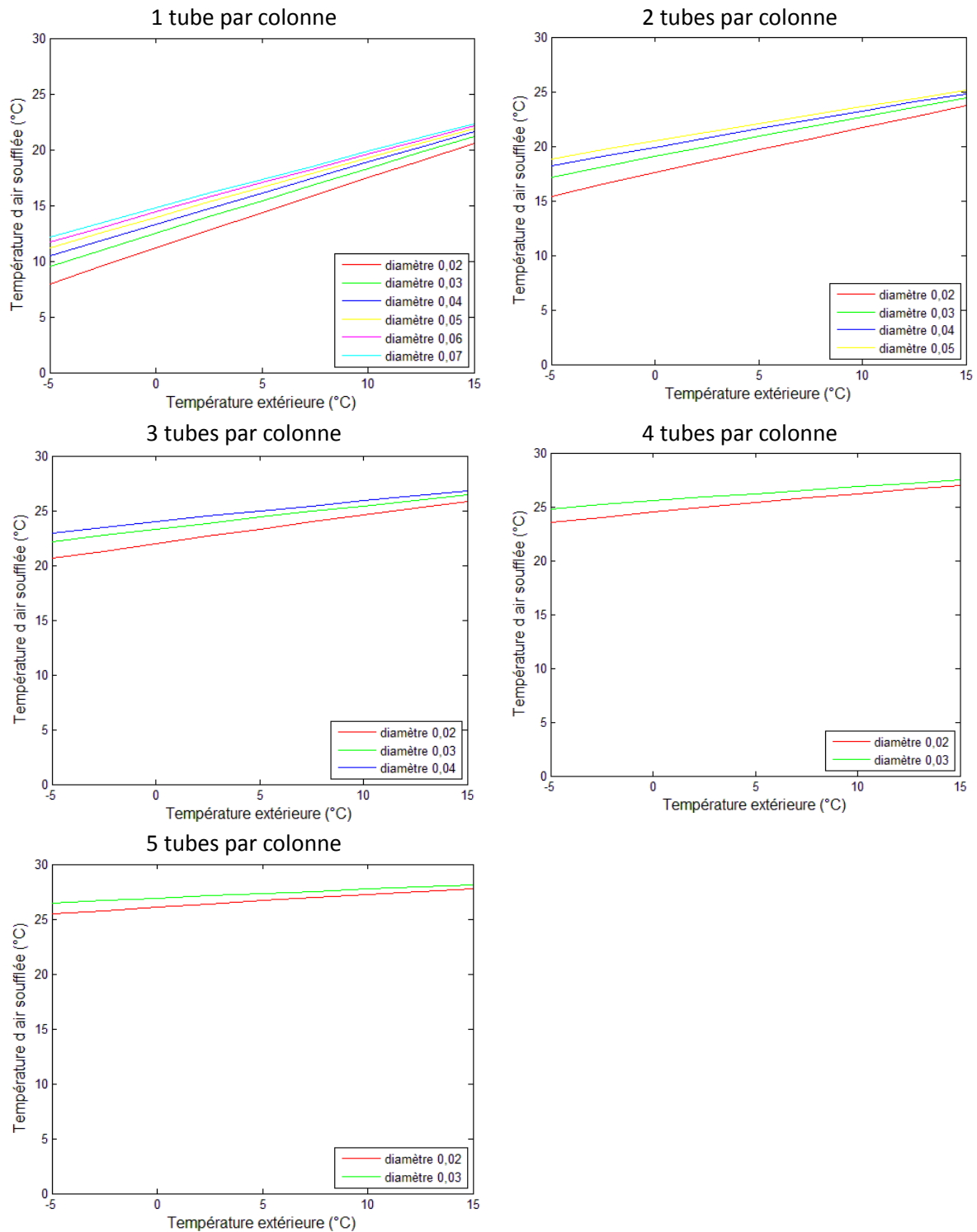


Figure 35 : Température d'air soufflé dans le cas d'un MCP de température de fusion 29°C pour les différentes architectures de colonnes considérées

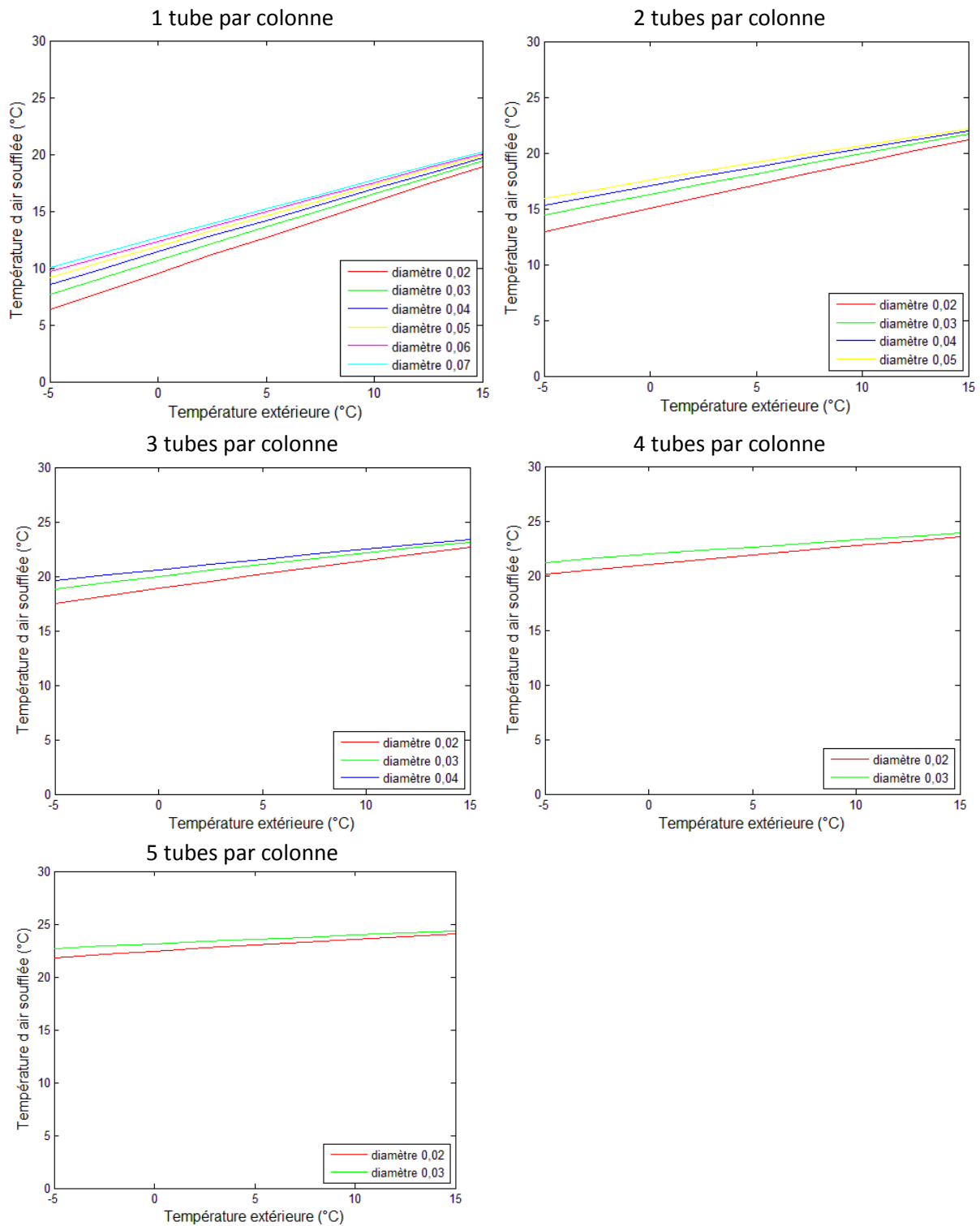


Figure 36 : Température d'air soufflé dans le cas d'un MCP de température de fusion 25°C pour les différentes architectures de colonnes considérées

Par ailleurs plusieurs positionnements des tubes étant possibles, la configuration choisie est celle où les 4 tubes sont rapprochés au maximum de la paroi captatrice, en conservant le rayon r_{\max} . Ce positionnement permet une restitution à l'air plus rapide des apports solaires. Pour beaucoup de murs capteurs avec masse thermique la distance entre surface de récupération de l'énergie et paroi captatrice, induit la durée du déphasage (Bourdeau *et al.* (1980), Zalewski *et al.* (2012)). Ce

n'est pas le cas pour le mur capteur étudié car le déphasage est paramétrable par le pilotage du bipasse.

De plus Bernard *et al.* (1985) montre que lorsque l'épaisseur de mur, qui correspond dans leur cas à la distance entre surface captatrice et surface de restitution de l'énergie à l'air, est moins importante, la restitution est plus efficace et les pertes sont plus faibles. Dès lors ce positionnement proche de la paroi maximise le rendement du mur capteur.

2.2.6 Caractérisation des changements de phase et de l'enthalpie relative du MCP en fonction de sa température

Les études précédentes ont conduit au choix du MCP RT 31 produit par Rubitherm, une paraffine dont la plage de fusion se situe aux alentours de 29°C. Afin de caractériser les plages de température de changement de phase, l'hystérésis entre charge et décharge, ainsi que l'évolution de l'enthalpie relative du MCP au cours du changement de phase, des tests de DSC ont été réalisés. Le calorimètre utilisé permet de relever la puissance instantanée à fournir à un échantillon de MCP en fonction de sa température pour que sa montée en température soit constante. Cette montée en température est imposée par l'utilisateur. Un échantillon d'un autre matériau, servant de référence, subit la même montée en température. La différence entre les flux de chaleur fournis aux deux échantillons est mesurée par l'appareil qui permet ainsi de déterminer la quantité de chaleur absorbée ou libérée lors du changement de phase du MCP. Les tests de DSC ont été effectués à l'aide du calorimètre Q100 de TA instrument (Figure 37) dans les conditions suivantes :

- vitesse de 0,5 °C.min⁻¹ lors de la montée en température, puis descente et enfin nouvelle montée sur la plage de température 0 - 50°C (Figure 38) ;
- vitesse de 5 °C.min⁻¹ lors de la montée en température, puis descente et enfin nouvelle montée sur la plage de température 0 - 60°C (Figure 39).

Sur les Figure 38 et Figure 39 les valeurs négatives de flux correspondent à une montée en température (avec fusion) et les valeurs positives à une descente en température (avec solidification). On peut observer les valeurs des températures de début et de fin de changement de phase ainsi que les pics correspondant à ces changements de phase. Les résultats obtenus suite à ces essais ont été confrontés aux valeurs annoncées par la société Rubitherm. Cette comparaison, présentée à l'Annexe D, met en évidence un bon accord entre les résultats des tests de DSC et les valeurs communiquées par le fournisseur.

On peut aussi remarquer sur les Figure 38 et Figure 39 que la vitesse de montée en température a une influence sur les plages de changement de phase. En effet, celles-ci sont plus étendues dans le cas d'une montée en température rapide. La variation des valeurs de température, caractérisant le changement de phase du MCP, dépendant de la vitesse de chauffe, le choix d'exploiter l'un ou l'autre test de DSC n'est pas aisé. Cette exploitation a un double objectif. D'une part, les résultats obtenus doivent servir de support à l'interprétation des évolutions de température observées au sein de l'UST. D'autre part, ces résultats sont exploités mathématiquement dans le but de caractériser l'évolution de l'enthalpie en fonction de la température. Cette caractérisation est nécessaire au développement du modèle numérique

présenté au Chapitre 3 (section 3.5). Enfin, notons qu'un premier changement de phase, très ponctuel, intervient entre 17 et 22°C. Celui-ci est sans doute lié à l'un des matériaux constituant le RT 31, qui est un eutectique.



Figure 37 : Appareil utilisé pour les tests de DSC (Q100, TA Instrument)

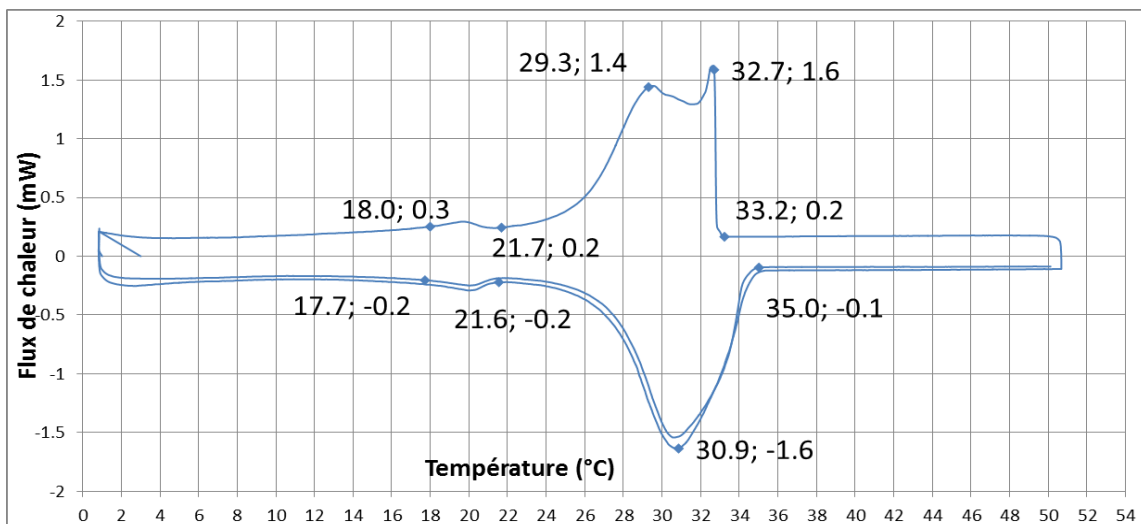


Figure 38 : Courbes issues des tests de DSC pour une montée en température de 0.5°C/min

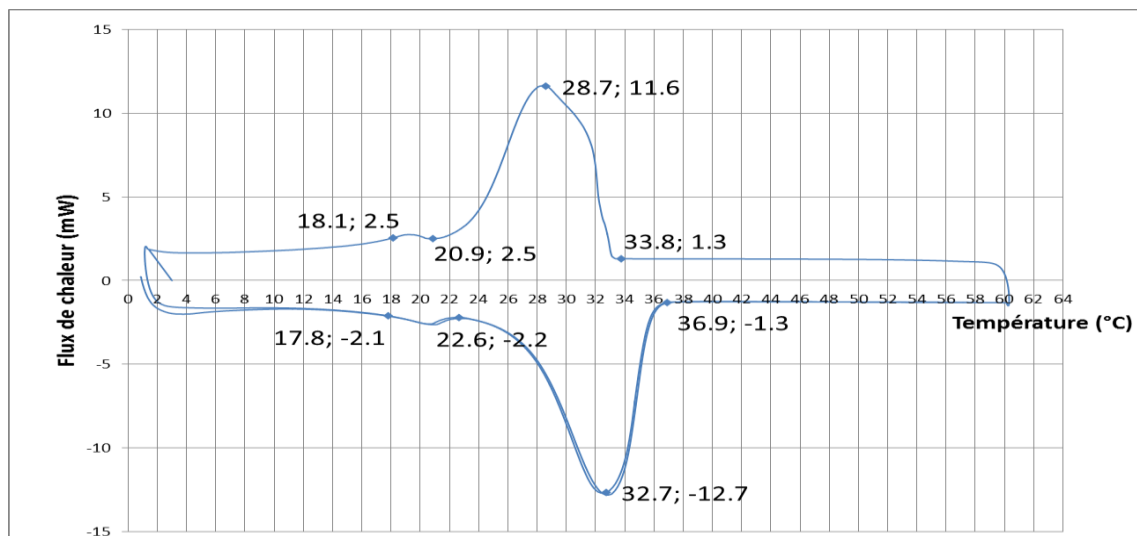


Figure 39 : Courbes issues des tests de DSC pour une montée en température de 5°C/min

2.2.7 Récapitulatif des dimensions de l'UST et de sa constitution

L'ensemble des études présentées dans les parties précédentes ont permis de définir une UST avec préchauffage de l'air au cœur du MCP, et une capacité de stockage latente permettant de cumuler des apports solaires de plusieurs jours sans décharge. L'ensemble des dimensions de l'UST sont synthétisées dans le Tableau 10 : Dimensions de l'Unité de Stockage Thermique 10.

Tableau 10 : Dimensions de l'Unité de Stockage Thermique

Hauteur UST	1,08 m
Largeur UST	1 m
Profondeur UST	0,15 m
Nombre de colonnes	10
Hauteur des colonnes	1,08 m
Profondeur des colonnes	0,15 m
Largeur des colonnes	0,10 m
Épaisseur des parois en acier	0,003 m
Nombre de tubes	40
Longueur des tubes	1,12 m
Diamètre intérieur des tubes	0,0297 m
Diamètre extérieur des tubes	0,0337 m
Type de MCP	RT 31
Plage de changement de phase du MCP	[20,35] °C
Volume de MCP liquide par colonne	10,5 l
Capacité latente d'une colonne	1,36 MJ
Capacité latente de l'UST	13,6 MJ

2.3 Automate, pilotage du volet et du bipasse

Les deux premières parties du Chapitre 2 ont présenté respectivement la conception du mur capteur, et la structure de l'UST et sa composition. Cette troisième partie présente le dernier élément constitutif du mur capteur/stockeur, à savoir l'automate. Celui-ci permet de piloter le bipasse, le volet électrique et le convecteur électrique d'appoint. Le bipasse permet de faire circuler l'air entrant sans passer par les tubes de l'UST lorsque l'on ne souhaite pas préchauffer l'air. Le volet électrique permet, d'une part, de réduire les pertes de chaleur la nuit ou lors de journées sans ensoleillement et, d'autre part, de protéger le mur capteur des surchauffes en cas d'exposition trop importante au rayonnement solaire. En effet, des valeurs de température trop élevées peuvent dégrader le MCP. De plus, à 157 °C, ce dernier devient inflammable. Le convecteur électrique d'appoint, placé dans la cellule expérimentale, est aussi piloté par l'automate.

2.3.1 Automate

L'automate permet le pilotage du volet, du bipasse et du convecteur électrique. Il est constitué de plusieurs composants :

- un pupitre tactile sur lequel est installé le programme de pilotage. Il s'agit d'un pupitre automate PIO MMI-770-CE de la société KEP- France ;
- un coupleur Modbus TCP/IP et de 4 modules : un module 8 entrées TOR (Tout Ou Rien) 24V (référence KST-1218), un module 8 sorties TOR 24V (référence KST-2328), un module 4 entrées analogiques 0-10V (référence KST-3424), et un module 4 entrées analogiques RTD (référence KST-3704) ;
- un réseau électrique composé de relais électriques reliés au Modbus ;
- une plateforme de programmation.

Deux logiciels sont utilisés pour réaliser la programmation de l'ensemble :

- un logiciel de PLC (Programmable Logic Controller), CoDeSys V3.4 ;
- un logiciel d'IHM (Interface Homme Machine), Indusoft Web Studio V7.0.

La programmation de l'automate se fait par la construction de diagrammes en blocs fonctionnels qui sont programmés graphiquement à l'aide de CoDeSys. Pour une action donnée, l'analyse systématique de tous les cas de fonctionnement possibles amène à l'élaboration des diagrammes en blocs fonctionnels. Elle se fait en 4 étapes :

- inventaire des entrées et sorties ;
- construction de la table de vérité ;
- construction de la table de Karnaugh ;
- établissement de l'équation logique.

Toutes les conditions de fonctionnement qui dépendent de mesures physiques sont soumises à une temporisation pour éviter un fonctionnement lié à une mesure erronée ponctuelle. Les signaux émis et reçus sont enregistrés, ce qui permet un suivi temporel du fonctionnement de l'automate.

2.3.2 Pilotage du volet

Le volet roulant motorisé placé devant la vitre doit permettre de réduire les pertes nocturnes par émission vers la voûte céleste, d'éviter la surchauffe du MCP qui, au-delà de 157°C, atteint un « Flash Point » qui le rend explosif au contact de l'oxygène, et d'occulter les apports solaires hors période de chauffe. Ce volet est piloté par l'automate ou par un interrupteur manuel. Il est alimenté par un câble à 3 fils comprenant 2 phases, une pour chaque commande, et un neutre. Ce câble est branché à deux relais du réseau électrique de l'automate. L'activation de ces registres par l'automate permet la montée ou la descente du volet.

Le volet est piloté suivant trois fonctions possibles : un pilotage journalier, un pilotage de sécurité et la fermeture estivale. Ces trois fonctions, décrites dans le Tableau 11, sont hiérarchisées : la fermeture pour fonctionnement estivale est prioritaire sur les deux autres, puis vient le fonctionnement de sécurité et enfin le fonctionnement journalier. La fermeture est actionnée si l'une des trois fonctions le demande.

Tableau 11 : Pilotage du volet (O : ouverture, F : fermeture)

Fonctionnement	Objet	Entrée	Consigne	Si >	Si <
Journalier	Réduire les pertes nocturnes en occultant l'ouverture quand l'UST n'est pas exposé au rayonnement solaire	Grandeur : rayonnement ou luminosité ; Signal : tension (linéaire ou TOR)	Seuil de rayonnement ou luminosité (seuil de tension)	O	F
Sécurité	Masquer l'UST afin d'éviter une surchauffe du MCP (température limite de 115°C)	Grandeur : température de la paroi mesurée par une PT 100 ; Signal : tension linéaire	Seuil de température de sécurité fixé à 90°C	F	O
Estival	Occulter les apports en été afin d'éviter le préchauffage	Commande manuelle	/	/	/

2.3.3 Pilotage du bypass

Le bypass permet de dévier l'air vers une conduite oblongue de dimensions 40x220 mm, située en face arrière de l'UST, afin que celui-ci ne circule pas dans l'UST lorsque cela est nécessaire. Le registre de ventilation oriente l'air vers l'UST ou le bypass. Deux capteurs de position indiquent à l'automate si le registre est fermé ou ouvert, ou ni l'un ni l'autre (panne d'alimentation, panne du moteur).

Par définition, lorsque le bypass est ouvert (O), l'air y circule, et le passage par l'UST est obturé par le registre de ventilation.

Le pilotage du bypass, décrit dans le Tableau 12, dépend de la température d'ambiance intérieure, et du préchauffage de l'air entrant. Le préchauffage de l'air est caractérisé par la différence de température ΔT_{seuil} entre l'air à l'entrée de l'UST, T_{ext} , et l'air à la sortie de l'UST, T_{ent} . La température d'ambiance intérieure est relevée par un capteur situé dans la cellule expérimentale.

La température de consigne de l'ambiance intérieure est fixée à 19°C. Lorsque la température intérieure dépasse de 2°C la température de consigne, le préchauffage est arrêté.

Concernant le fonctionnement lié au préchauffage, une ouverture du bypass se fait pour une durée définie (fixée à 2 heures durant les essais expérimentaux), afin de permettre une éventuelle recharge du mur capteur.

2.3.4 Pilotage du convecteur électrique

Le convecteur électrique de 500 W localisé dans la cellule expérimentale permet d'y maintenir une température de consigne. La temporisation du convecteur a été shuntée et son pilotage est assuré par l'automate. Ceci permet de connaître les phases d'allumage et de coupure du convecteur au cours des essais, données nécessaires à l'évaluation des consommations du convecteur électrique.

Tableau 12 : Pilotage du bypass

Fonction	Objet	Entrée	Consigne	Si >	Si <
Ambiance	Éviter le préchauffage de l'air entrant, lorsque la température opérative intérieure est dans la zone de confort	Grandeur : rayonnement ou luminosité ; Signal : tension (linéaire ou TOR)	température de consigne +2°C	O	F
Préchauffage	Éviter la circulation d'air dans l'UST, lorsque l'air n'est pas préchauffé	Grandeur : températures d'entrée et de sortie de l'UST ; Signal : Tension (Pt 100)	ΔT_{seuil}	F	O

Tableau 13 : Pilotage du convecteur électrique

Fonction	Objet	Entrée	Consigne	Si >	Si <
Consigne	Piloter le convecteur électrique pour maintenir la température opérative proche de la température de consigne	Grandeur : température intérieure ; Signal : tension (Pt 100)	Température de consigne	O	F

Pour davantage de détails concernant le fonctionnement de l'automate, les diagrammes réalisés en blocs fonctionnels sont donnés à l'Annexe E.

3 Description du dispositif expérimental

Le prototype de mur capteur décrit dans la partie précédente a été placé dans une cellule expérimentale, elle-même située en milieu extérieur et donc soumise à des conditions météorologiques réelles. Le dispositif expérimental a été instrumenté dans l'objectif de :

- mesurer la quantité de chaleur absorbée par le mur capteur. Une instrumentation liée au rayonnement solaire et au flux de chaleur en paroi a donc été mise en place ;
- suivre l'évolution des températures du MCP dans l'UST. Des thermocouples ont donc été installés sur les de l'UST ainsi qu'à l'intérieur des tubes le traversant ;
- quantifier, à partir du débit d'air circulant dans l'UST et des valeurs de température en entrée parois et sortie de l'UST, l'énergie transmise à l'air entrant ;
- dresser un bilan énergétique de la cellule.

Ce sous-chapitre décrit en premier lieu la cellule expérimentale ainsi que la cellule adjacente dans laquelle a été installé le matériel d'acquisition. Ce dernier est présenté par la suite. Enfin, l'instrumentation extérieure pour l'acquisition des conditions météorologiques, celle de l'UST et celle de l'intérieur de la cellule sont présentées.

3.1 Cellule expérimentale et cellule d'acquisition

Le prototype de mur capteur est placé dans une cellule expérimentale présentée schématiquement par la Figure 40. Cette cellule existante a été réaménagée pour l'occasion, avec notamment :

- le renforcement de l'isolation de l'enveloppe de la cellule ;
- la création d'ouvertures permettant le passage des câbles d'alimentation électrique et de l'instrumentation ;
- l'installation d'un convecteur électrique assurant l'appoint de chaleur ;
- le remplacement de la porte d'entrée par une trappe dans le but d'améliorer l'étanchéité à l'air de la cellule.

Les dimensions de la cellule, ainsi que ses caractéristiques thermiques, sont synthétisées dans le Tableau 14. Le coefficient de transmission thermique global U_g de la cellule expérimentale est calculé à partir de l'expression suivante :

$$U_g = \frac{\sum_i U_i S_i + \sum_j \Psi_j L_j}{\sum_i S_i} \quad (16)$$

le coefficient de transmission thermique à travers chaque paroi de l'enveloppe s'exprimant par :

$$U_i = \frac{1}{\sum_j R_j + R_{ext} + R_{int}} \quad (17)$$

où les valeurs des résistances thermiques superficielles internes et externes correspondent aux valeurs par défaut données par la RT 2012 (règles Th-U, fascicule 1), à savoir pour une paroi verticale :

$$R_{ext} = 0.13 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \text{ et } R_{int} = 0.04 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (18)$$

La résistance thermique de chaque couche composant les parois s'exprime classiquement par :

$$R_j = \frac{e_j}{\lambda_j} \quad (19)$$

Par ailleurs, des échanges de chaleur supplémentaires entre l'ambiance intérieure et l'environnement extérieur sont à prendre en compte, liés aux transferts aérauliques. Une partie de ces échanges est souhaitée, assurant le renouvellement d'air sanitaire par des ouvertures en façade et un système de ventilation. A ces échanges souhaités, viennent s'ajouter des échanges parasites dus aux infiltrations d'air à travers l'enveloppe. Ces échanges dépendent de la différence de pression entre l'ambiance intérieure et l'environnement extérieur, ainsi que des dimensions des défauts d'étanchéité.

Nous souhaitons disposer d'une cellule expérimentale très étanche et des tests d'étanchéité ont donc été réalisés, d'une part, à l'aide d'une porte soufflante (Blowerdoor) et, d'autre part, à l'aide d'un perméascope. L'objectif était de caractériser les infiltrations d'air par la courbe donnant le débit de fuite en fonction du différentiel de pression, ainsi que les indices normalisées de ces infiltrations, à savoir :

- l'indice n_{50} , en h^{-1} , correspondant au taux de renouvellement d'air sous 50 Pa. Pour le label passif allemand, cet indice doit être inférieur à $0,6 \text{ h}^{-1}$;
- l'indice $q_{4\text{Pa-surf}}$, en $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$, correspondant au débit de renouvellement d'air sous 4 Pa ramené à la surface froide de l'enveloppe. La RT 2012 impose une valeur inférieure ou égale à $0,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ pour les maisons individuelles.

Les deux tests d'étanchéité réalisés ont mis en évidence des infiltrations d'air parasites conséquentes. Les résultats de ces tests sont présentés à l'Annexe F. Nous avons tenté de réduire ces infiltrations en les repérant à l'aide d'une poire à fumée afin de les neutraliser, puis en doublant le pare-vapeur sur l'ensemble de l'enveloppe de la cellule. Les infiltrations sont néanmoins restées importantes, avec un indice n_{50} évalué à $4,72 \text{ h}^{-1}$. Cette valeur est nettement supérieure à celle recommandée par le label passif. La cellule expérimentale n'étant pas suffisamment étanche, le débit d'infiltration n'est donc pas négligeable, mais n'a pas pu être mesuré continuellement durant les essais réalisés.

Adjacente à la cellule expérimentale, la cellule d'acquisition (Figure 41) abrite l'armoire électrique, la centrale d'acquisition, son circuit de refroidissement, le PC d'acquisition et le dispositif de pilotage du prototype (automate et réseau électrique). Les deux cellules sont distantes de 10 cm, limitant ainsi les échanges de chaleur d'une cellule à l'autre. On notera que la cellule expérimentale est dépourvue d'ouvertures laissant entrer la lumière du jour. Bien que ce choix nous éloigne d'un cas réel, il permet une évaluation plus simple du comportement thermique du mur capteur.

Deux tubes en PVC relient les deux cellules. L'un sert à l'extraction d'air et est relié au ventilateur de la VMC qui est situé dans la cellule d'acquisition. Ce tube PVC mesure 3 m de long, longueur nécessaire pour une mesure du débit d'extraction correcte. En effet, la mesure de vitesse d'air à l'aide d'un anémomètre à fil chaud doit se faire pour un régime d'air établi. Le second tube permet le passage des câbles de la métrologie intérieure et de la métrologie du mur capteur. Il s'agit d'un tube de diamètre 100 mm. Après passage des câbles, l'étanchéité intérieure de ce tube a été réalisée avec du « scotch cravate » et de la mousse de polyuréthane expansive.

Le mur capteur est orienté plein Sud, face à un champ. Il n'y a donc pas d'ombrage durant la journée.

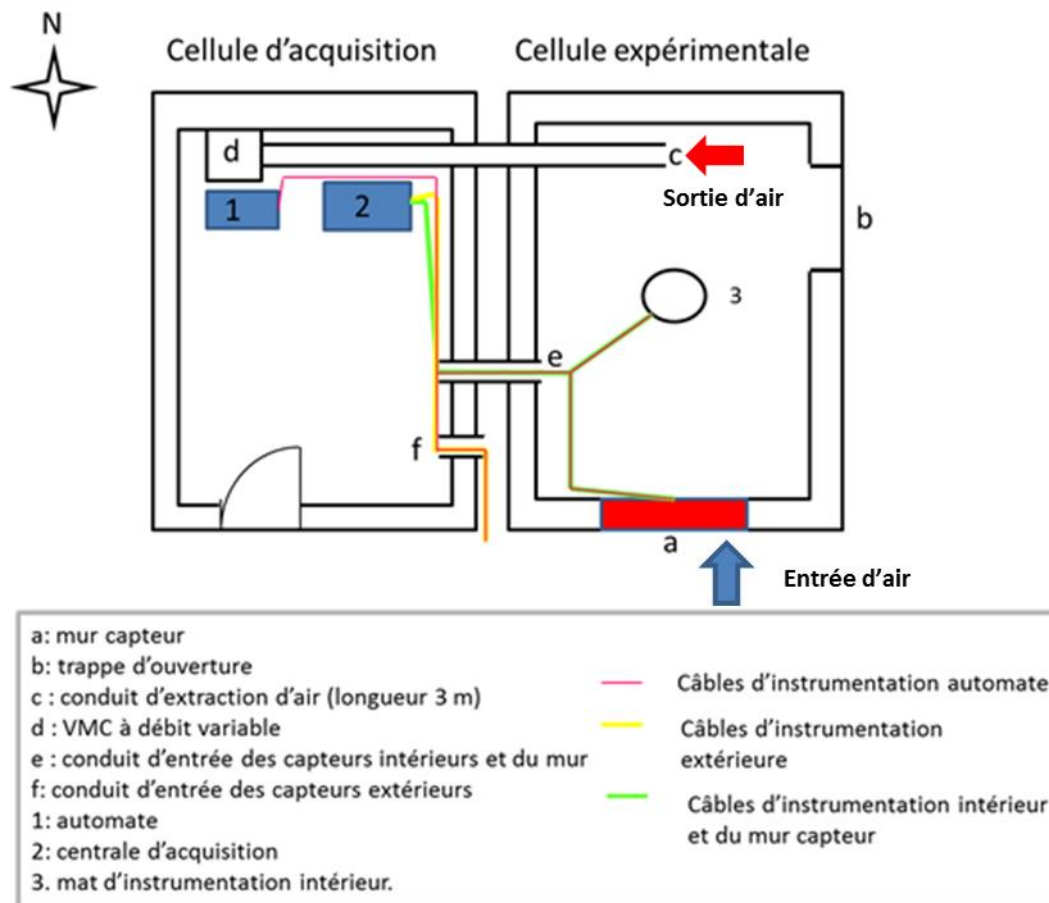


Figure 40 : Vue schématique du dispositif expérimental et de ses principaux éléments

Tableau 14 : Propriétés de la cellule expérimentale

Dimensions extérieures	L = 3,6 m	l = 2,55 m	H = 3,2 m
Dimensions intérieures	L = 2,6 m	l = 1,6 m	H = 2,2 m
Cadre d'accueil du mur capteur	H = 1,68 m	L = 1,02 m	e = 0,3 m
Coefficient de transmission thermique global	U_g		$0,20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

3.2 Centrale d'acquisition

La centrale d'acquisition est une centrale HP 75000 qui, connectée à un PC, permet d'enregistrer les mesures réalisées. Elle est programmée à l'aide du logiciel VEE-Pro (Agilent).

La centrale est placée dans un caisson régulé en température par l'intermédiaire d'un échangeur et d'un circuit d'eau relié à un bain thermostaté, permettant de maintenir la centrale d'acquisition, ainsi que les soudures froides des thermocouples, à une température constante. Cela permet en effet d'assurer la stabilité des mesures de température.

La centrale d'acquisition ainsi que l'automate sont protégés par un onduleur qui permet d'éviter un arrêt du pilotage et de l'acquisition des données lors de coupures de courant. Il s'agit d'un

onduleur EATON 5115 800V.A. Il offre une autonomie électrique d'une heure pour la puissance requise.

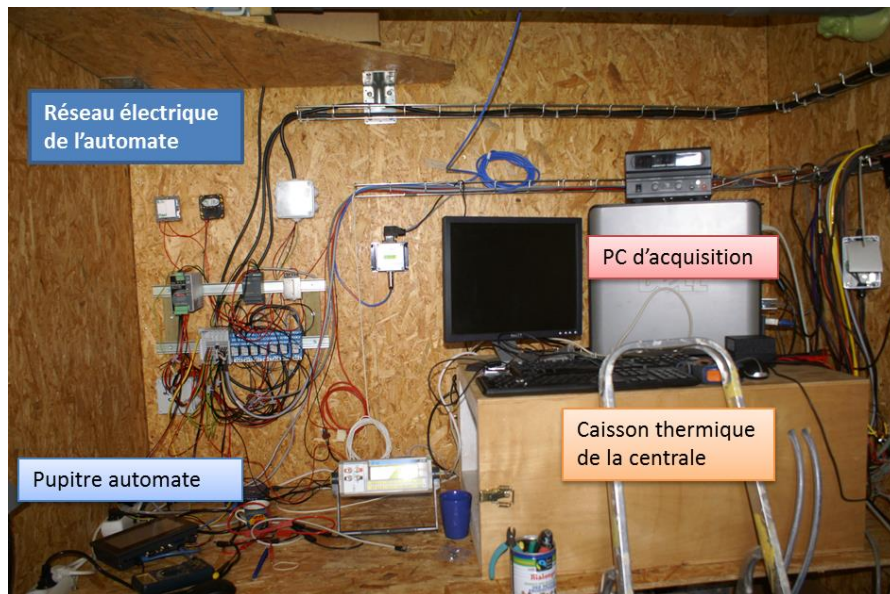


Figure 41 : Dispositif d'acquisition et automate, placés dans la cellule d'acquisition

3.3 Mesures météorologiques

3.3.1 Mesure du vent

Un capteur de mesure de la vitesse du vent et de sa direction a été placé sur le toit de la cellule expérimentale. Il s'agit d'une girouette anémomètre Young Wind Monitor, Model 05103. La vitesse est mesurée par un anémomètre à hélice fixé à l'avant de la girouette (Figure 42). La direction du vent est déterminée à l'aide d'un potentiomètre, dont la position du curseur dépend de celle de la girouette. Durant la campagne expérimentale, les valeurs relevées n'ont pas été exploitables, le signal de tension délivré à la centrale d'acquisition ayant présenté des anomalies.



Figure 42 : Mât météorologique avec anémomètre/girouette et sonde de température/humidité dans son abri

3.3.2 Mesure de la température et de l'humidité de l'air

Une sonde Vaissala HMP 155 AC mesure la température et l'humidité de l'air (Figure 42). Elle intègre une Pt100 à 4 fils et un hygromètre capacitif à polymère de précision, HUMICAP 180R.

Cet hygromètre est constitué d'un condensateur dont le diélectrique est un polymère qui absorbe une quantité d'eau relative à l'hygrométrie ambiante. Les propriétés électriques du capteur dépendent de la quantité d'eau retenue. Une mesure de l'impédance permet de déterminer l'hygrométrie ambiante. La mesure réalisée par le pont capacitif est ensuite convertie en un signal de tension 0-10 V linéarisé, 0 V correspondant à 0% d'humidité, et 10 V à 100% d'humidité.

L'étalonnage de cette sonde a été réalisé à l'aide d'un bain de deux solutions salines de référence (NaCl et LiCl) pour lesquelles l'évolution de l'humidité relative en fonction de la température est connue. En réalisant la mesure pour deux valeurs de température (10 et 70°C), on établit la fonction linéaire de correction des mesures d'humidité.

Les Pt 100 sont des sondes à résistance métallique, pour lesquels la résistance électrique de l'élément métallique varie en fonction de la température et vaut 100 Ω à 0°C. L'utilisation du platine présente plusieurs avantages. D'une part, sa pureté et son inertie chimique lui confèrent une grande stabilité chimique. D'autre part, la variation de la résistance sur une large plage de température s'exprime sous la forme d'une expression polynomiale en fonction de la température. La sonde Pt 100 utilisée ici est une sonde dite active : la résistance mesurée est convertie en un signal de tension 0-10V.

3.3.3 Mesure du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire global, vertical Sud et horizontal, ainsi que le rayonnement solaire diffus horizontal sont mesurés à l'aide de trois pyranomètres CMP 11 (Kipp&Zonen). Pour ce faire, ils sont munis d'un ensemble de couples thermoélectriques dont les soudures chaudes sont exposées au rayonnement solaire et dont les soudures froides sont soumises à la température de l'air. La f.é.m. induite est proportionnelle au rayonnement solaire. L'exposition au rayonnement GLO est limitée par la présence de bulles de verre. Ces dernières doivent rester propres et l'ensemble doit être protégé de l'humidité et du gel. Pour ce faire, nous avons équipé les pyranomètres de ventilateurs et de résistances chauffantes CVF 3 (Kipp&Zonen). Ceci permet de limiter les dépôts de poussière et de maintenir une température qui empêche la formation de givre sur la surface du dôme de verre. D'autre part, les pyranomètres ont été équipés de réservoirs de silice permettant d'absorber l'humidité.

L'un des pyranomètres est placé horizontalement en toiture afin de mesurer le rayonnement solaire global horizontal. Le second est placé verticalement sur la face Sud du bungalow où se trouve le mur capteur afin de mesurer le rayonnement solaire global vertical (rayonnement reçu par le mur). Enfin, le troisième pyranomètre est placé horizontalement en toiture et est équipé d'une bande pare-soleil. Cela permet de masquer le rayonnement solaire direct et de ne mesurer ainsi que le rayonnement solaire diffus (Figure 43). Par soustraction des mesures effectuées à l'aide des deux pyranomètres horizontaux, on peut alors en déduire le rayonnement solaire direct reçu puis la part diffuse du flux solaire. La distinction des composantes diffuse et directe du flux solaire vertical n'intervient pas dans les bilans énergétiques de l'UST à proprement parler, mais au cours de la phase de validation du modèle numérique de mur capteur développé.



Figure 43 : A gauche : pyranomètre vertical global et capteur de luminosité destiné au pilotage du volet ; A droite : pyranomètre équipé de la bande pare-soleil

3.4 Instrumentation de l'UST

L'instrumentation de l'UST permet :

- des mesures de température d'air en entrée et sortie de l'UST ;
- des mesures de température et de flux de chaleur sur la paroi captatrice ;
- des mesures de température sur deux des dix colonnes composant l'UST.

Les capteurs sont situés sur deux colonnes de l'UST et à deux hauteurs différentes comme on peut le voir sur la figure 44. Pour distinguer les quatre zones de l'UST ainsi instrumentées, l'appellation retenue est la suivante : les deux colonnes sont désignées par « Milieu » et « Côté », et les positions verticales considérées sont désignées par « Haut » et « Bas ». Le niveau haut se situe à 23 cm du haut de l'UST et le niveau bas à 15 cm du bas de l'UST.

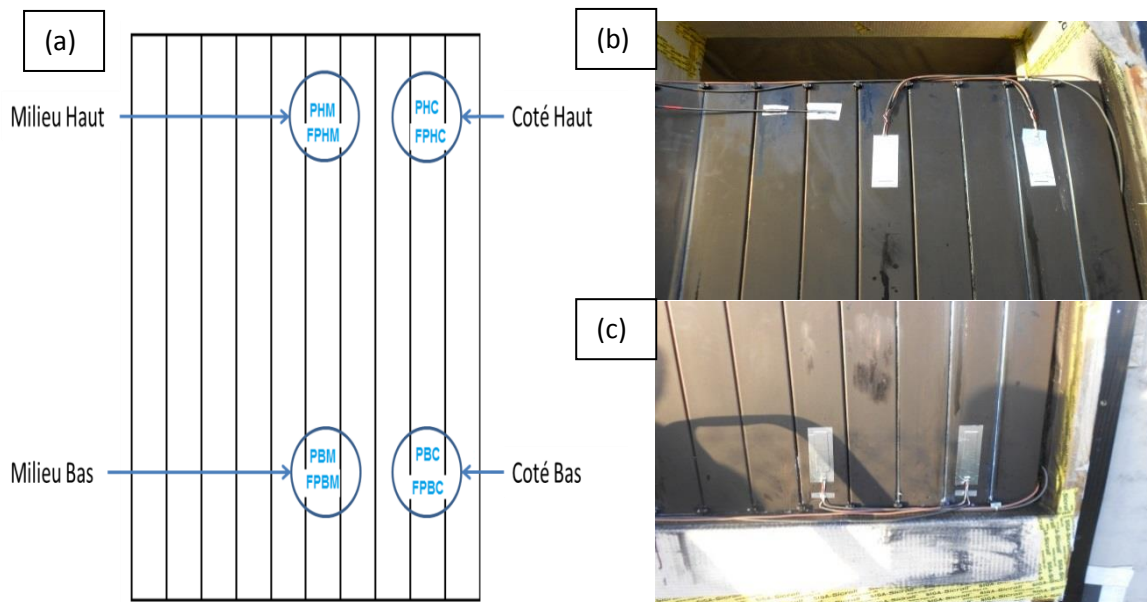


Figure 44 : (a) Localisation des 4 zones instrumentées sur l'UST et position des 4 fluxmètres/thermocouples sur la paroi absorbante ; (b) et (c) Vues des fluxmètres avant application du revêtement sélectif

3.4.1 Mesure de la température d'air en entrée et sortie de l'UST

Ces mesures sont réalisées à l'aide de thermocouples de type K, placés respectivement dans le plenum d'entrée, et dans celui de sortie du mur capteur. Le fonctionnement de ces thermocouples repose sur les effets de Seebeck, Peltier et Thomson. Chaque thermocouple est constitué d'un couple de matériaux conducteurs différents avec deux jonctions, appelées soudure chaude et soudure froide. La soudure chaude est située au point de mesure, tandis que la soudure froide doit être maintenue à une température de référence. Dans notre cas, les soudures froides sont situées, avec la centrale d'acquisition, dans un caisson régulé à 20°C. La différence de potentiel mesurée entre la jonction chaude et la jonction froide dépend de la différence de température entre ces deux jonctions. On mesure ainsi un signal en tension qui est converti en valeur de température.

3.4.2 Mesure des densités de flux de chaleur et des températures sur la paroi captatrice

Les mesures de densité de flux de chaleur sont réalisées en surface à l'aide de fluxmètres à gradient tangentiel de la société Captec. Ces capteurs émettent un signal en tension qui est fonction du flux thermique qui les traverse. La jonction entre deux métaux de pouvoirs thermoélectriques différents soumis à un gradient de température induit une force électromotrice à l'extrémité d'un des deux métaux. Cette propriété est exploitée, avec la mise en place de nombreuses jonctions tangentielles en série, à la surface d'un matériau isolant. La f.é.m. mesurée est une fonction linéaire du flux de chaleur. Les quatre fluxmètres, visibles sur la Figure 44, exploitent ces propriétés et phénomènes physiques. Leurs dimensions sont de 25 mm par 100 mm.

3.4.3 Mesures de température à la surface des tubes circulaires et des colonnes de stockage

Quatorze thermocouples de type K ont été fixés à l'intérieur des tubes circulaires à l'aide d'un scotch double face. Dix thermocouples de même type ont été collés sur les parois des colonnes de stockage. La répartition de ces thermocouples sur les 4 zones de mesures est précisée par la Figure 45. Les points rouges y symbolisent les thermocouples de type K placés à l'intérieur des tubes circulaires, et les étoiles bleues ceux placés en périphérie des colonnes. Les quatre thermocouples placés sur la paroi captatrice, aussi représentés par des étoiles bleues, sont intégrés aux fluxmètres. La Figure 46 présente des photographies prises lors de la pose de ces différents capteurs.

3.5 Instrumentation de la cellule expérimentale

La cellule expérimentale a été instrumentée afin de caractériser les conditions d'ambiance intérieure. Les capteurs, fixés sur un mât, sont situés à une hauteur de 1,1m, telle que préconisé par la norme EN ISO 7726 (1998).

La température de l'air intérieur est mesurée à l'aide d'un thermocouple de type K (soudure Chromel/Alumel).

La mesure de la température résultante sèche est réalisée à l'aide d'un thermocouple de type K placé dans un globe noir, une sphère métallique de couleur noire de 15 cm de diamètre.

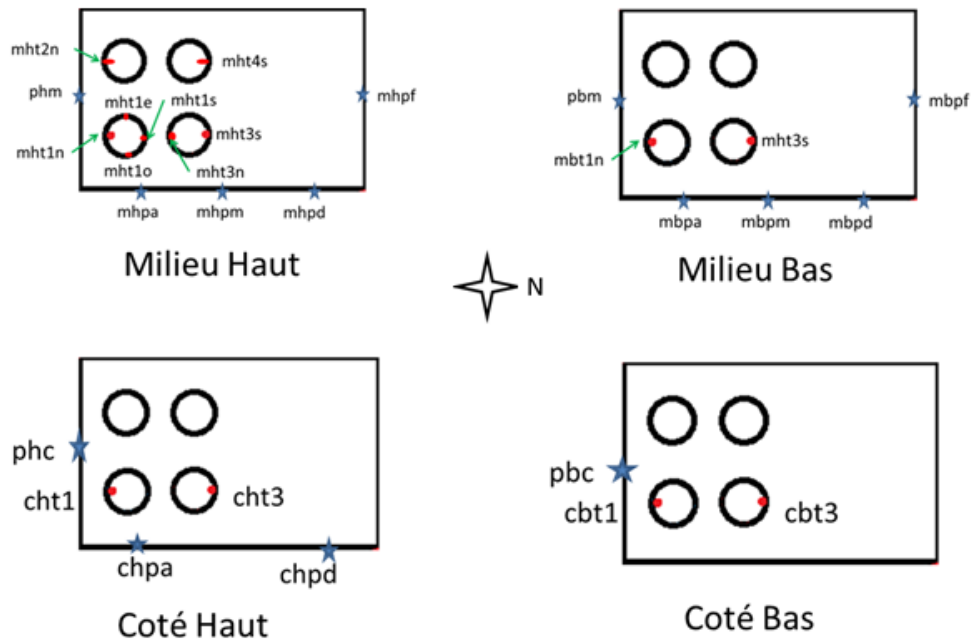


Figure 45 : Vue en coupe des colonnes de l'UST précisant la position des thermocouples ainsi que la nomenclature utilisée (la face à gauche correspond à la paroi captatrice).



Figure 46 : (a) Passage des thermocouples dans les tubes par le haut ; (b) Passage des thermocouples dans les tubes par le bas ; (c) Thermocouple placé dans un tube ; (d) Passage des câbles à l'intérieur de la cellule

La vitesse d'air est mesurée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud qui déduit du flux de chaleur cédé à l'air par un fil chauffé la vitesse de circulation de l'air. En pratique, la mesure peut être réalisée soit en imposant un courant constant et en mesurant les variations de la résistance, soit en imposant une résistance constante et en mesurant les fluctuations de l'intensité du courant délivré, ou encore en imposant une tension constante et en mesurant les variations de l'intensité et de la résistance. Dans notre cas, c'est la deuxième solution qui a été utilisée.

La mesure de l'humidité relative est réalisée à l'aide d'une sonde HMP, produit de Vaissala. Il s'agit d'un modèle antérieur et équivalent au produit HMP 155, présenté à la partie 3.3.2. La mesure et le signal sont du même type, et l'étalonnage a été réalisé de façon similaire.

3.6 Discussion concernant la mesure du débit d'air circulant dans le mur capteur/stockeur

Le débit d'air est déterminé au niveau de la gaine d'extraction de la cellule expérimentale (Figure 40). Pour une cellule parfaitement étanche, la valeur mesurée correspond exactement au débit d'air circulant dans le mur capteur/stockeur. En pratique, la cellule présentant des défauts d'étanchéité, la valeur de débit mesurée intègre les infiltrations d'air parasites au niveau de l'enveloppe de la cellule expérimentale. Par conséquent, les valeurs de débit mesurées ne correspondent pas exactement à celles du débit d'air traversant l'UST.

Ceci aurait pu être corrigé par l'utilisation de micro-manomètres différentiels permettant d'évaluer en continu la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la cellule, puis de déduire de ces mesures le débit d'infiltration. Une mesure du débit directement à la sortie du mur capteur aurait dû être envisagée, pour pouvoir dresser un bilan énergétique de l'UST avec une certitude sur le débit y circulant.

Par la suite, nous retenons une valeur de débit de $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, ce qui correspond à un débit légèrement inférieur au débit mesuré lors des essais et à la limite de ce qu'impose l'entrée d'air. Des mesures ponctuelles en entrée du mur capteur à l'aide d'un anémomètre et d'un cône de débit ont été réalisées. Les résultats confirment cette valeur de débit de $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, à 10 % près.

Il apparaît évident que la précision des bilans énergétiques présentés ci-après sont affectés par l'incertitude de mesure du débit d'air mais, d'un point de vue qualitatif, les résultats obtenus permettent néanmoins de dégager des tendances quant au comportement du mur capteur/stockeur.

Pour cette raison, principalement, des essais ont été réalisés à l'aide d'un second prototype de mur capteur (chapitre 4, Section 2). Celle-ci a permis de dresser des bilans énergétiques pour l'UST plus précis avec une incertitude quantifiée.

4 Essais expérimentaux en évolution libre de température intérieure

4.1 Introduction

Les premiers essais expérimentaux ont été réalisés en hiver, avec une température flottante à l'intérieur de la cellule. Ainsi, l'unique apport de chaleur provient du préchauffage de l'air entrant dans la cellule par le mur capteur. Dans le cadre de cette première campagne expérimentale, deux semaines de résultats ont été obtenues.

Dans cette partie, nous nous intéressons tout d'abord aux évolutions de température au niveau de l'UST. Par la suite, le bilan énergétique de l'UST est établi sur la période d'essai. A noter que les infiltrations d'air parasites dans la cellule expérimentale n'ont pas permis de dresser un bilan énergétique à l'échelle de l'ensemble de la cellule expérimentale.

Afin de faciliter la lecture des résultats, nous introduisons les termes suivants :

- *PE : Période d'exposition* : période de la journée où la paroi captatrice est exposée au rayonnement solaire (direct et/ou diffus) ;
- *PNE : Période de non exposition* : période de la journée où la paroi captatrice n'est pas exposée au rayonnement solaire ;
- *État de charge* : quantité de chaleur contenue dans l'UST en début de journée. La valeur de cet état de charge correspond à un état de charge pris arbitrairement comme référence (par exemple celui du premier jour de la période d'essais) ;
- *Charge* : apports de chaleur à l'UST provenant du rayonnement solaire absorbé par la paroi captatrice en période d'exposition ;
- *Décharge* : apports de chaleur à l'air neuf entrant par l'intermédiaire de l'UST uniquement ;
- *Perte* : énergie réémise vers l'environnement extérieur par la paroi captatrice de l'UST.

Nous présentons tout d'abord les conditions expérimentales, intérieures et extérieures, puis les valeurs des températures mesurées, et enfin le bilan énergétique de l'UST.

4.2 Conditions expérimentales

4.2.1 Conditions météorologiques

La période d'essais présentée ici comprend deux semaines pour lesquelles les conditions d'ensoleillement ont été variables comme l'indique la Figure 47 :

- une première période nuageuse et pluvieuse allant du 8/02/13 à 16h30 (début de l'acquisition) au 15/02/13 à 00H00, que l'on nommera par la suite « semaine 1 » ;
- une deuxième période très ensoleillée allant du 15/02/13 à 00H00 au 21/02/13 à 19h05 (fin de l'acquisition), que l'on nommera « semaine 2 ».

La température extérieure moyenne sur cette période est de 5,2°C et correspond aux normales saisonnières basses selon Météo France (températures minimales mensuelles de 4,1°C et maximales mensuelles de 10,2°C). Seuls les 9 et 12 février se situent en dessous de la normale basse. Les températures moyennes sur les deux semaines sont similaires, mais on peut noter sur la Figure 47 une amplitude journalière des températures plus importante la semaine 2. En effet, le

ciel étant dégagé, les apports solaires sont plus importants en journée et les échanges avec la voûte céleste plus importants la nuit.

Comme indiqué par la Figure 48, le rayonnement solaire est faible la plupart des jours de la semaine 1, et est élevé les jours de la semaine 2. À partir de données météorologiques issues de la base de données météorologiques METEONORM nous avons dressé un référentiel de comparaison. Pour le mois de février, le rayonnement journalier moyen est de $13200 \text{ kJ.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$, l'ensoleillement minimum est de $720 \text{ kJ.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ et l'ensoleillement maximum est de $22000 \text{ kJ.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$. Durant la semaine 1, seul le 13 février présente un ensoleillement moyen, les autres jours ayant un ensoleillement très faible. Au cours de la deuxième semaine, à partir du 16 février, l'ensoleillement est maximum avec des valeurs comprises entre 22000 et 23100 $\text{kJ/m}^2.\text{jour}$.

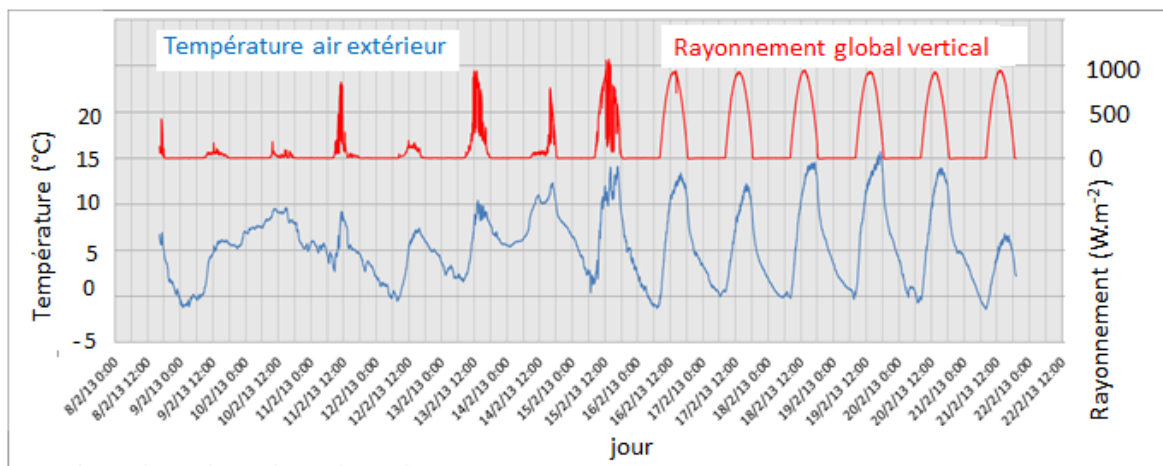


Figure 47 : Évolution de la température de l'air extérieur et du rayonnement vertical global au cours de la première période d'acquisition

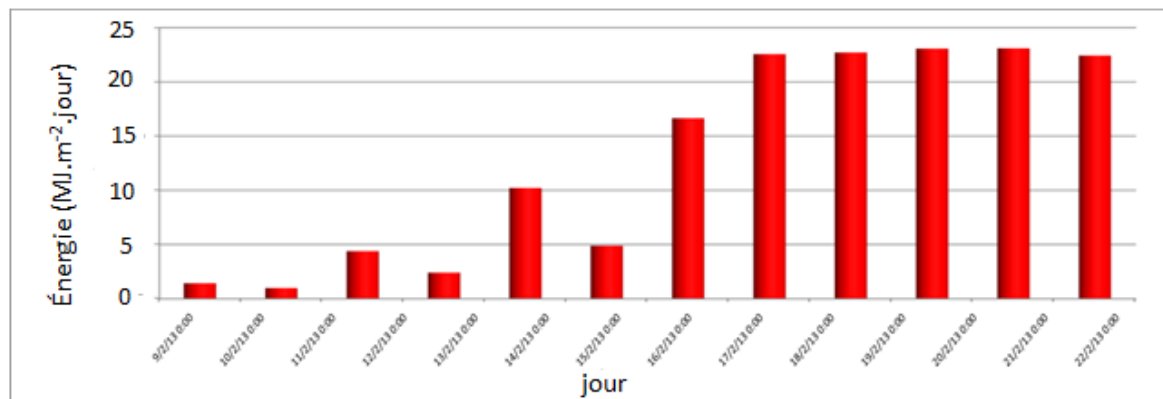


Figure 48 : Énergie quotidienne moyenne du rayonnement vertical global

4.2.2 Conditions intérieures

Température intérieure flottante

La température intérieure de la cellule expérimentale, T_{int} , est flottante puisque le convecteur d'appoint n'a pas été utilisé au cours de la première campagne d'essais. La température intérieure résulte donc du renouvellement de l'air intérieur, des échanges entre l'enveloppe et l'environnement extérieur, des infiltrations d'air et enfin de la capacité de l'échangeur à préchauffer l'air entrant. La Figure 49 reprend la température de la cellule expérimentale. Sa

valeur est inférieure jusqu'à 10°C, à la température d'air soufflé, car les infiltrations d'air sont importantes. Toutefois même dans ces conditions la température de la cellule expérimentale est supérieure à 10°C durant la semaine ensoleillée.

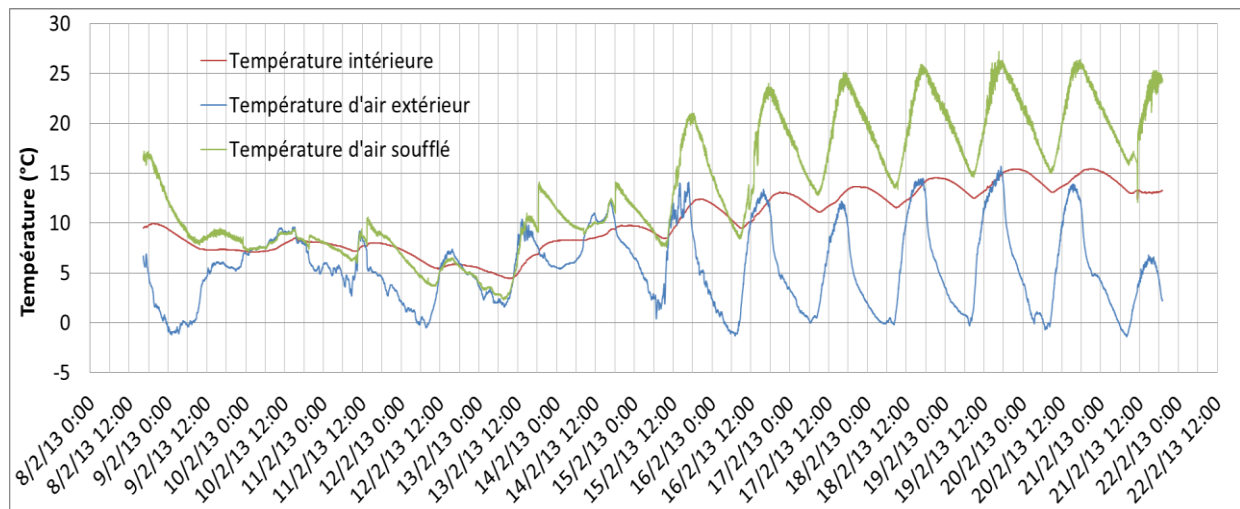


Figure 49 : Température intérieure flottante, température d'air extérieur et température d'air

Débit de ventilation

Le débit moyen de ventilation est de $18,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, soit un renouvellement d'air de $2,01 \text{ vol} \cdot \text{h}^{-1}$. Dû aux infiltrations d'air parasites, ce renouvellement d'air varie en fonction des différences de pression entre l'intérieur et l'extérieur.

Pilotage du volet

Le volet est piloté par l'automate. Le capteur utilisé est un capteur crépusculaire qui émet un signal tout ou rien (0V en cas d'obscurité totale, 3V dès les premières lueurs du jour). Le pilotage du volet sur les deux semaines est présenté à la Figure 50

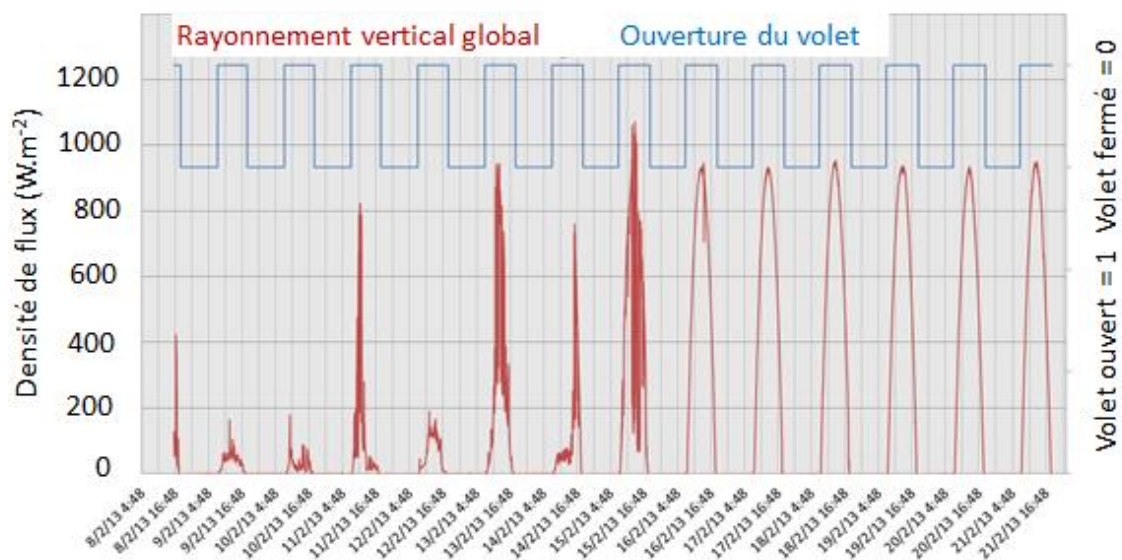


figure 50. Les cycles d'ouverture et de fermeture sont réguliers et uniquement journaliers. Il n'y a pas eu de fermeture manuelle, ou de fermeture pour raison de sécurité.

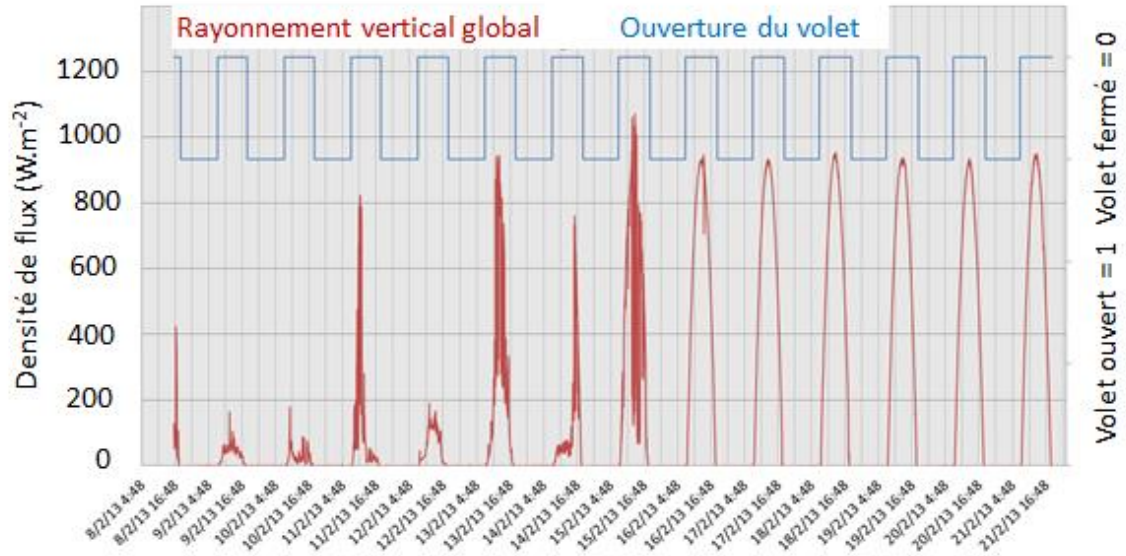


Figure 50 : Position du volet en fonction du rayonnement solaire

4.3 Bilan énergétique de l'UST

4.3.1 Énergies reçue et réémise

Énergie reçue

L'UST reçoit de l'énergie provenant du rayonnement solaire CLO via sa paroi captatrice. La densité de flux solaire ainsi transmise est mesurée par les quatre fluxmètres localisés sur la paroi captatrice. Les résultats de mesures sont présentés à la Figure 51. Ceux-ci sont proches et les quelques écarts néanmoins observés font l'objet de l'Annexe G. Ils s'expliquent notamment par le fait que la décharge est différente aux quatre points de mesure.

On considère donc la moyenne des résultats des quatre mesures fluxmétriques comme valeur de la densité de flux moyenne à la surface de la paroi captatrice de l'UST. L'énergie reçue par l'UST pendant un pas de temps d'acquisition est l'intégrale du produit de cette moyenne et de la surface de la paroi captatrice, soit :

$$E_{re\acute{c}ue} = S_{mur} \int \bar{\varphi} dt \quad (20)$$

avec :

$$\bar{\varphi} = \sum_{i=1}^4 \varphi_i / 4 \quad (21)$$

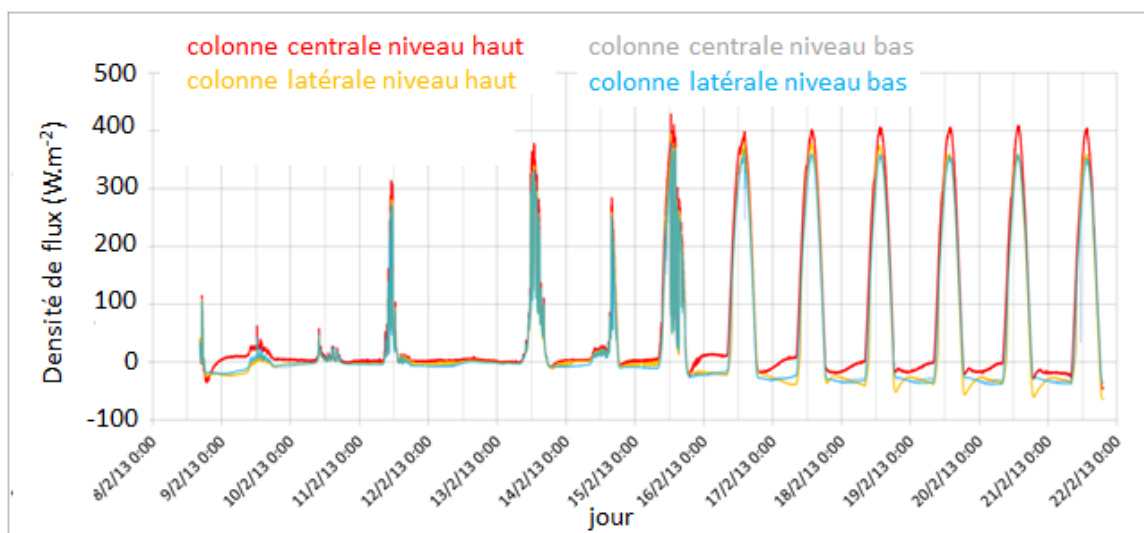


Figure 51 : Densités de flux mesurées par les quatre fluxmètres.

Énergie réémise (perdue)

Pendant les périodes de non exposition (PNE), la paroi de l'UST cède de la chaleur à l'environnement extérieur. Ces déperditions ont pour origine, d'une part, les échanges radiatifs GLO avec le vitrage et, d'autre part, les échanges convectifs avec l'air situé entre la paroi captatrice et la vitre. L'air échange également de la chaleur avec le vitrage et celui-ci échange ensuite avec l'environnement extérieur par rayonnement et convection. La présence du volet permet de réduire ces déperditions de chaleur vers l'extérieur en supprimant les échanges radiatifs avec la voûte céleste, et en limitant les échanges convectifs avec l'air extérieur.

La densité de ce flux déperditif est mesurée par les fluxmètres durant les PNE. Comme pour l'énergie reçue, l'énergie perdue dépend de l'intégrale sur le pas d'acquisition de la moyenne des quatre flux mesurés. Ce calcul simplifié peut être discuté puisque la décharge dépend de la température en paroi. Or, celle-ci n'est pas homogène étant donné que le déstockage de l'UST par circulation d'air est d'intensité décroissante de haut en bas de l'UST. De plus, le phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide conduit à des niveaux de température plus élevés en haut qu'en bas de l'UST. Enfin, le déstockage par circulation d'air n'est pas d'intensité identique dans toutes les colonnes. Ces 3 constats et observations sont détaillés à la Section 4.4 de ce chapitre.

Les valeurs d'énergie quotidienne reçue et d'énergie quotidienne réémise par l'UST sont présentées à la Figure 52. Les valeurs obtenues sont comparées à celles de l'énergie provenant du rayonnement solaire incident à la vitre verticale en PE, mesuré par le pyranomètre situé en paroi, au-dessus du mur capteur.

Notons que, durant la PE, la densité de flux mesurée par les fluxmètres est la somme des apports du rayonnement solaire CLO, des échanges radiatifs GLO entre la paroi et la vitre⁸ et des échanges convectifs entre la paroi et la lame d'air fermée. Ces trois mécanismes de transfert de chaleur sont détaillés au chapitre 3 (Section 2).

⁸ L'échange radiatif GLO entre la vitre et la paroi, inclus dans la mesure du fluxmètre, peut être positif si la température de la vitre est supérieure à celle de la paroi, et négatif dans le cas contraire.

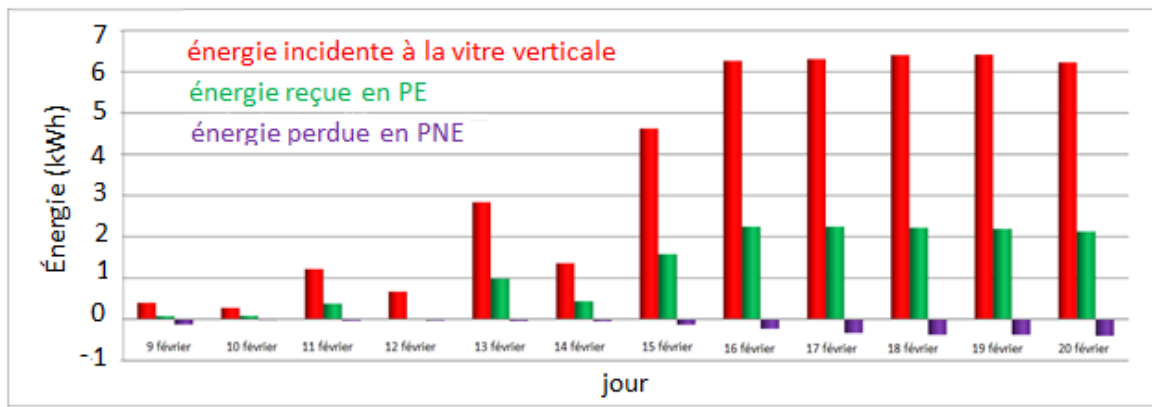


Figure 52 : Bilan énergétique quotidien en paroi et énergie provenant du rayonnement solaire incident à la vitre

4.3.2 Énergie de préchauffage

L'air circulant dans les tubes récupère une part de l'énergie stockée dans l'UST. La puissance de chauffe est calculée par le produit du débit massique d'air, de la chaleur spécifique de l'air et de la différence de température entre l'entrée de l'UST et la sortie de l'UST :

$$E_{Air} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{air,S} - T_{air,E}) \Delta t \quad (22)$$

L'intégration selon le pas d'acquisition de cette puissance, permet d'obtenir la quantité de chaleur fournie à l'air durant la campagne de mesure. La température de l'air en entrée de l'UST est supposée être égale à celle de l'air extérieur. La température de l'air à la sortie de l'UST est la température d'air soufflée mesurée dans le plénum de sortie.

Les valeurs des quantités de chaleur fournies à l'air et absorbées par l'UST quotidiennement sont données à la Figure 53. La quantité de chaleur absorbée par l'UST est définie comme la somme de l'énergie reçue par rayonnement solaire CLO et de l'énergie réémise par rayonnement GLO.

Comme précisé à la Section 3.6 de ce chapitre, l'évaluation de la valeur du débit d'air dans le mur capteur est délicate. Une valeur théorique de débit a été considérée en première approximation et l'incertitude de mesure n'a donc pas pu être évaluée. Néanmoins, les valeurs de quantité de chaleur obtenues sont en cohérence avec les valeurs des températures relevées. En effet, si l'on estime qu'en fin de journée le mur a stocké plus d'énergie qu'il n'en a restituée, les valeurs des températures relevées sur l'UST sont plus élevées que le jour précédent. Ce constat est valable également les jours où la quantité de chaleur restituée est supérieure à la quantité de chaleur stockée. Dans ce cas, les valeurs des températures de l'UST diminuent d'un jour à l'autre.

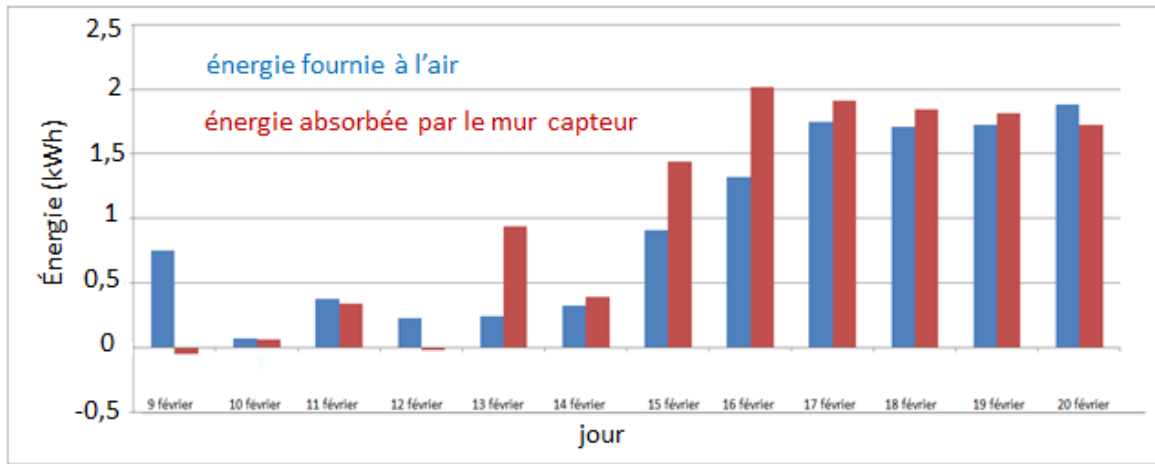


Figure 53 : Quantités de chaleur quotidiennes fournies à l'air et absorbées par le mur capteur

On peut constater que du 9 au 12 février, période pour laquelle les apports solaires sont très faibles, l'air est tout de même préchauffé, ce qui signifie que l'UST cède la chaleur qu'elle a accumulée les jours précédents. Les 13 et 14 février, la quantité de chaleur absorbée est supérieure à la quantité de chaleur fournie à l'air car, d'une part, le rayonnement solaire est plus important que les jours précédents et, d'autre part, la température de l'air extérieur est plus importante que les jours précédents. Par conséquent, la valeur du gradient de température entre l'air circulant dans l'UST et les parois de l'UST est plus faible, donc la puissance de chauffe l'est de même, ainsi que la quantité de chaleur fournie à l'air. Du 15 au 19 février, l'ensoleillement est maximal (aucune couverture nuageuse) et la quantité de chaleur fournie à l'air est inférieure à celle qui est absorbée par le mur capteur. L'UST accumule donc de l'énergie. Ceci est confirmé par les mesures de température réalisées dans les tubes de l'UST qui indiquent une élévation de température jour après jour (Figure 56 et Figure 57). Enfin, le 20 février, bien que les conditions météorologiques soient identiques à celles des quatre jours précédents, la quantité de chaleur fournie à l'air est supérieure à celle qui est absorbée par le mur capteur. En effet, l'énergie fournie à l'air dépend du gradient de température entre la température de paroi des tubes et la température de l'air. Cette dernière est relativement constante entre le 16 et le 20 février, tandis que les valeurs des températures de paroi augmentent. Dès lors, le 20 février le gradient de température entre la paroi et l'UST est suffisamment important pour que l'énergie fournie à l'air soit supérieure à l'énergie absorbée par la paroi captatrice. Enfin, on peut remarquer qu'il a fallu plusieurs jours bien ensoleillés avant d'atteindre des températures suffisamment élevées pour que la décharge devienne plus importante que la charge.

4.3.3 Énergie accumulée par l'UST

L'UST peut accumuler et/ou déstocker de la chaleur quotidiennement. Le bilan énergétique journalier de l'UST s'écrit donc :

$$E_{UST}^{j+1} = E_{UST}^j + E_{captée,PE} - E_{perdue,PNE} - E_{Air} \quad (23)$$

où E_{UST}^j est la quantité de chaleur stockée dans l'UST à la fin de la journée j . Cette dernière est relative à une valeur d'énergie arbitraire prise comme référence et notée E_{UST}^0 . On pose arbitrairement $E_{UST}^0 = 0$, ce qui explique la présence de valeurs d'énergie stockée négatives sur la Figure 54.

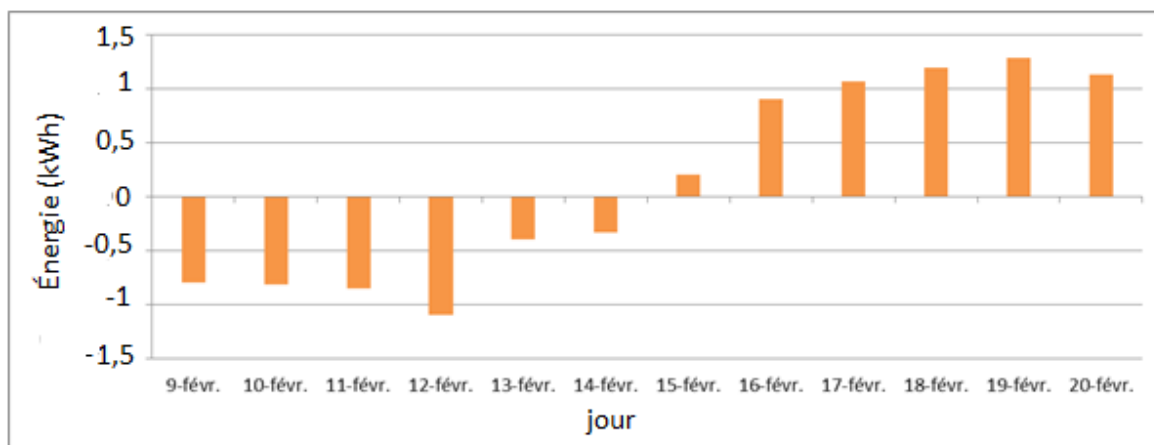


Figure 54 : Quantité de chaleur stockée en fin de journée dans l'UST (relative à une valeur de référence considérée arbitrairement nulle en début de période d'acquisition)

On peut voir que, durant la période ensoleillée, l'UST emmagasine une quantité de chaleur significative. Cette accumulation de chaleur induit une augmentation des pertes en paroi (Figure 53). Par ailleurs, le 19 février l'énergie stockée dans l'UST atteint son maximum qui est de 1,3 kWh (relatif à la valeur de départ). Après une période de 4 ou 5 jours ensoleillés, et malgré un préchauffage important (la température moyenne de l'air extérieur durant cette période est de 5,3°C), l'UST a accumulé suffisamment d'énergie pour une autonomie de préchauffage d'au moins 24 h en l'absence d'apports solaires.

4.4 Constat expérimental sur le prototype de l'UST

Au cours de cette première campagne expérimentale, diverses observations ont été faites, telles que celles du phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide, ou encore d'une distribution non homogène de l'air dans les dix colonnes de l'UST.

Ces observations sont décrites ci-après. Elles reposent sur une lecture comparative des valeurs de température relevées. À noter que dans ce qui suit la densité de flux relevée en paroi est homogène et que l'on peut donc considérer que le flux solaire est identique d'une colonne à une autre et suivant la hauteur de chaque colonne.

Afin d'en faciliter la lecture, chaque graphique est accompagné de schémas précisant la position des points de mesure, ainsi que le code couleur utilisé et la nomenclature des capteurs.

4.4.1 Phénomène de recouvrement de la phase liquide sur la phase solide

Ce phénomène intervient lors de la fusion du MCP. La phase liquide est amenée, par convection, à recouvrir la phase solide. De ce fait, le front de fusion ne demeure pas vertical, comme on peut le voir sur la Figure 55.

Dans le cas de l'UST, cela se traduit par un stockage de chaleur plus important en partie haute de l'UST, une fois le changement de phase amorcé. Ceci a été observé lors de la montée en température, en comparant les valeurs de température mesurées pour une même colonne mais à deux hauteurs différentes (Figure 56). À chaque niveau, on compare la température mesurée dans le tube 1, situé à proximité de la paroi captatrice (en rouge pour le niveau haut et en orange pour

le niveau bas), et celle de la température dans le tube 3, plus éloigné de la paroi captatrice (en bleu pour le niveau haut et en gris pour le niveau bas).

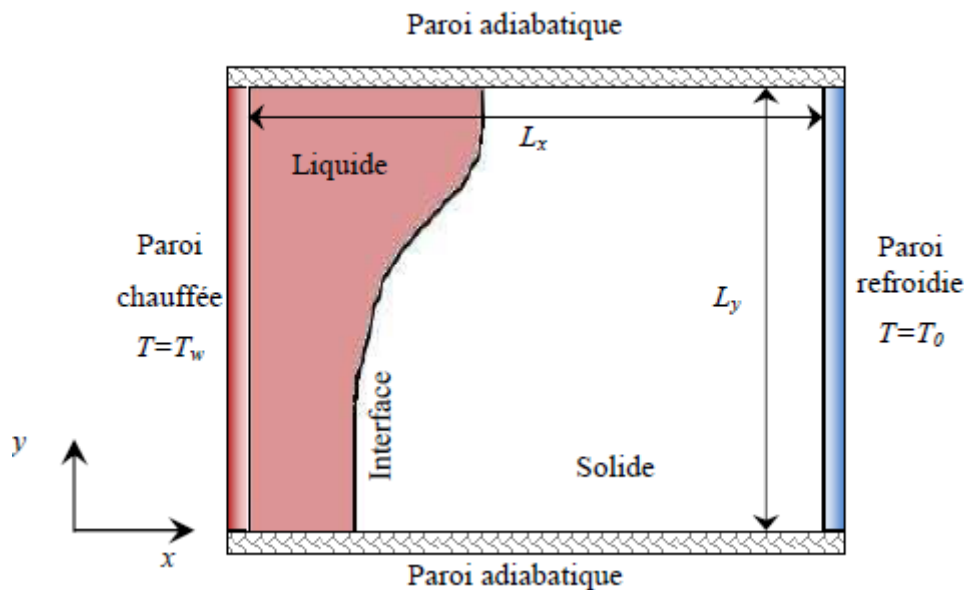


Figure 55 : Principe du phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide dans un bloc de MCP (Younsi, 2008)

Pour la colonne du milieu, on observe la première semaine des valeurs de température relativement proches, car l'ensoleillement est faible et donc les apports le sont aussi. Par ailleurs les 11, 13, 14 et 15 février, les apports solaires conduisent à une élévation de température significative mais insuffisante pour amorcer la fusion du MCP. De ce fait, on constate que la température est plus élevée dans le tube 1 que dans le tube 3. À partir du 16 février, le phénomène devient visible puisque la température mesurée dans le tube 3 au niveau supérieur (en bleu) dépasse celle mesurée dans le tube 1 au niveau inférieur (en orange). Entre le 17 et le 22 février, on constate que la température dans le tube 3 au niveau supérieur se rapproche progressivement de la température dans le tube 1, jusqu'à l'égaliser. On est alors à des températures supérieures à 35°C et la fusion du MCP est donc achevée.

On peut également observer sur la Figure 56 que la décharge est plus importante au niveau supérieur qu'au niveau inférieur : les courbes du niveau haut (en rouge et en bleu) décroissent plus rapidement que celles du niveau bas. C'est particulièrement visible durant la nuit du 15 au 16 février. À partir de la nuit du 16 au 17 février, ces décharges plus rapides au niveau haut mettent en évidence un palier de température qui est dû à la solidification. La puissance de décharge est fonction de la hauteur et dépend de la différence de température entre l'air et la paroi du tube à une hauteur donnée. La différence de température dépend :

- de la température de l'air. Celle-ci augmente à mesure que l'air circule de haut en bas dans les tubes ;
- des échanges convectifs locaux qui dépendent du régime d'écoulement (ce point est détaillé au Chapitre 3, Section 4.2) ;
- de la température de paroi du tube qui dépend de la celle du MCP. La valeur de la température du MCP en partie supérieure augmente rapidement sous l'effet du

phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide. Ce dernier est à l'origine d'un transfert de chaleur de bas en haut au sein du MCP.

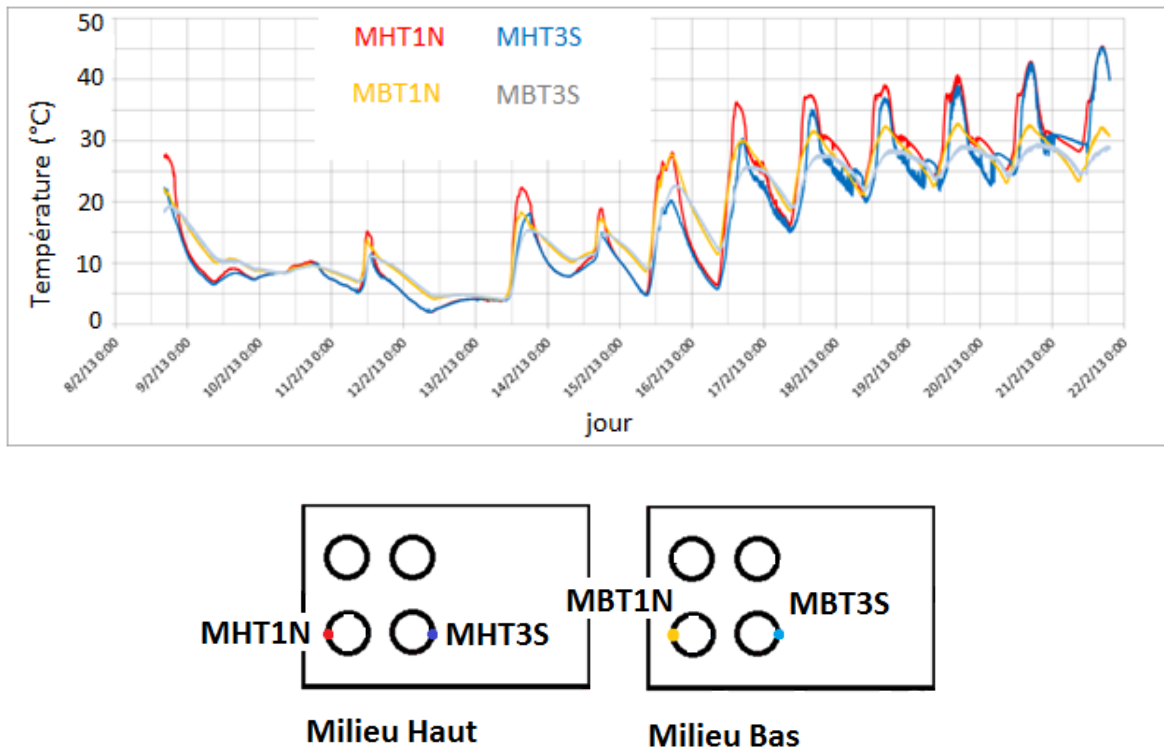


Figure 56 : Évolution des températures relevées dans les tubes en parties haute et basse de la colonne du milieu de l'UST

Des observations similaires ont été faites pour la colonne située sur un côté du mur capteur (Figure 57). Pour celle-ci, le phénomène est encore plus marqué : dès la journée du 17 février, les températures au niveau haut sont identiques entre les 2 tubes. Si l'on compare les valeurs de température entre les 2 colonnes, on peut également voir que celles de la colonne située sur le côté sont plus élevées que celles de la colonne du milieu. Ceci s'explique par une distribution de l'air entrant qui est non homogène dans les différentes colonnes.

4.4.2 Distribution de l'air dans les colonnes

Le constat d'une distribution d'air non homogène dans les colonnes a dans un premier temps été fait suite à un test à la poire à fumée. Nous avons généré de la fumée à l'entrée du mur capteur, et observé à la sortie si la fumée sortait de la même façon par les dix colonnes. Il est apparu que l'essentiel de la fumée sortait par les quatre colonnes centrales.

Cette distribution d'air non homogène se traduit par des débits d'air faibles dans les colonnes latérales et, donc, des vitesses d'écoulement faibles. Les colonnes latérales se déchargent donc moins rapidement que les colonnes centrales. La comparaison des températures mesurées en partie supérieure des tubes de la colonne centrale et de la colonne latérale est présentée à la Figure 58. On peut observer qu'après la période de chauffe, lorsque les températures ont atteint leur maximum journalier, les températures de la colonne du milieu chutent plus rapidement que celles de la colonne latérale, ce qui s'explique par une décharge plus importante.

Durant la période du 15 au 22 février, nous avons remarqué que l'UST emmagasine de la chaleur. Cela est visible sur la Figure 57, les valeurs maximales de température atteintes quotidiennement augmentant d'un jour au suivant. De plus, on a précédemment mis en évidence l'effet du phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide qui conduit au fait que le MCP soit entièrement liquide en partie haute. Ces observations, couplées au constat d'une décharge plus importante dans les colonnes centrales, expliquent le fait que les valeurs de température relevées en partie supérieure de la colonne latérale soient toutes deux supérieures à celles relevées dans la colonne du milieu.

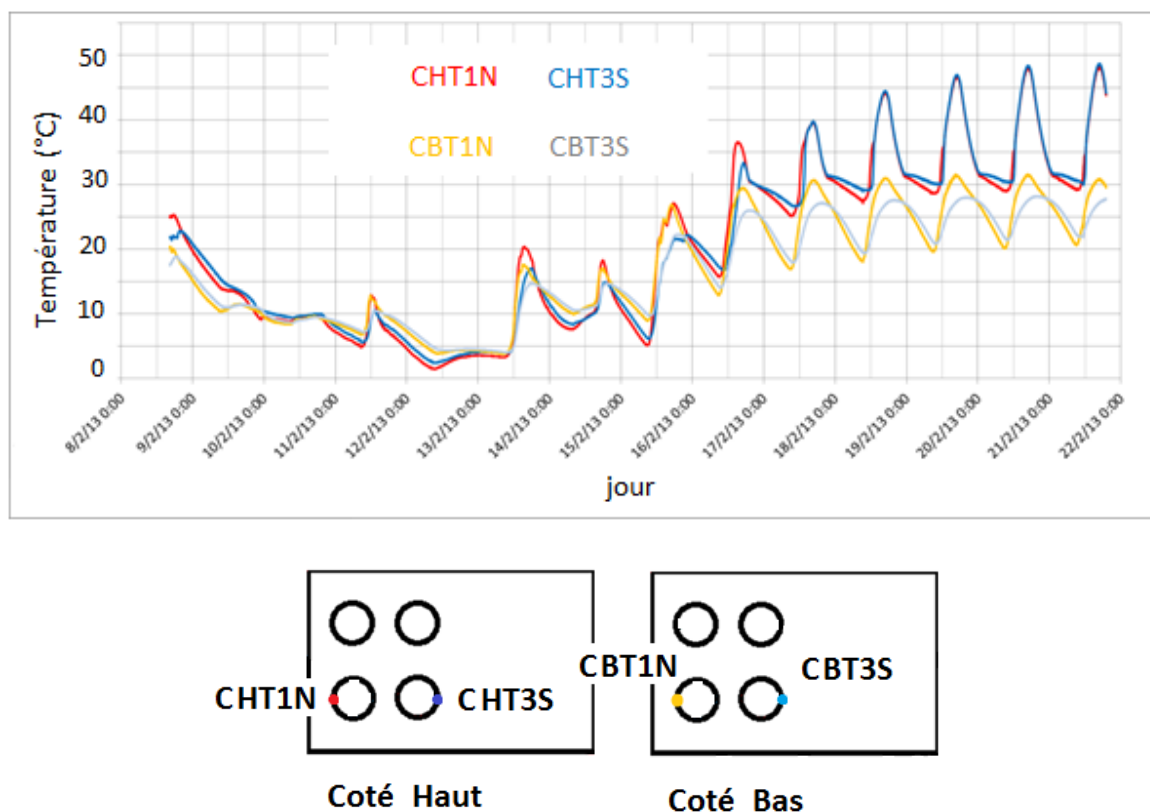


Figure 57 : Évolution des températures relevées dans les tubes en parties haute et basse de la colonne situé sur un côté de l'UST

Ceci n'apparaît pas au niveau inférieur. Pour ce dernier (Figure 59), la comparaison des températures met en évidence une décharge équivalente, voire sensiblement supérieure pour la colonne latérale. Ceci peut s'expliquer par un gradient entre la température de paroi et celle de l'air plus important en partie basse pour la colonne latérale que pour celle du milieu, étant donné que l'air y est moins préchauffé.

Cette distribution d'air non homogène dans les colonnes de l'UST n'est pas sans conséquence. Tout d'abord, les colonnes latérales stockent de la chaleur mais en restituent peu à l'air. Par conséquent, les déperditions de chaleur vers l'environnement extérieur augmentent et l'efficacité du mur est réduite. Deux pistes ont été envisagées afin de résoudre ce problème. Soit travailler sur la distribution d'air dans le plenum supérieur afin de mieux répartir le flux d'air, soit réduire la largeur du mur capteur et, donc, le nombre de colonnes. Cette seconde solution a été retenue lors du développement du second dispositif expérimental.

Par ailleurs, l'un des objectifs des essais expérimentaux étant de disposer de données exploitables pour la validation du modèle numérique développé, il est nécessaire de connaître la valeur du débit d'air dans une colonne pour la modéliser correctement.

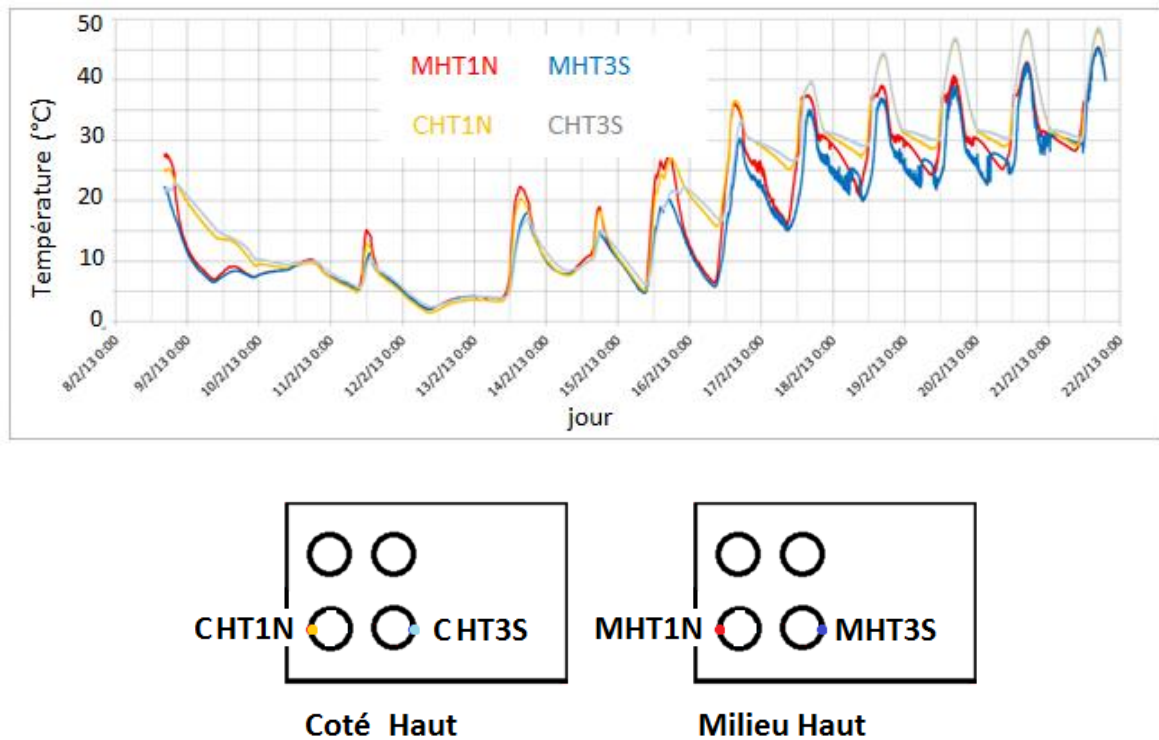


Figure 58 : Évolution des températures relevées dans les tubes en partie haute de la colonne du milieu et de la colonne latérale de l'UST

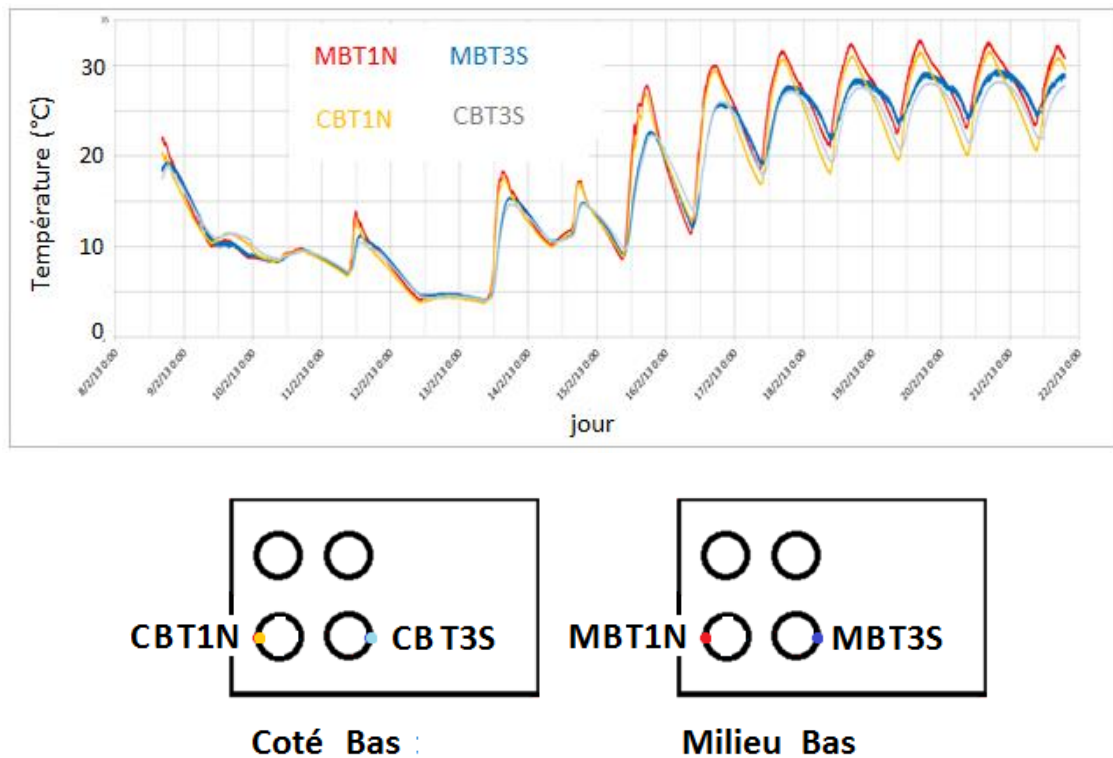


Figure 59 : Température des tubes au niveau bas dans les 2 colonnes

5. Essais expérimentaux avec température intérieure imposée

5.1 Introduction

La seconde campagne expérimentale, également d'une durée de deux semaines, a été réalisée au printemps et, contrairement à la première, la température intérieure de la cellule a été imposée. L'objectif de cette campagne était, d'une part, de réaliser un bilan énergétique sur la cellule dans des conditions proches de celles d'un local d'habitation réel et, d'autre part, de faire une étude d'optimisation du préchauffage de l'air entrant par le mur capteur.

Dans ce sous-chapitre sont dressés les bilans énergétiques de l'UST pour la période d'acquisition de deux semaines. Des résultats d'essais réalisés dans le cadre de l'étude du pilotage du bypass pour l'optimisation du fonctionnement du mur capteur sont ensuite présentés.

5.2 Conditions expérimentales

5.2.1 Conditions météorologiques

Les conditions de température extérieure et de rayonnement solaire vertical global sont présentées à la Figure 60. Au cours de la période d'essais, la température extérieure moyenne est de 12,2°C, avec des valeurs maximales supérieures à 20°C les 25 et 26 avril en milieu de journée. L'ensoleillement est élevé les quatre premiers jours, malgré quelques passages nuageux, puis plus faible les 23 et 24 avril (couverture nuageuse importante), et le ciel devient parfaitement dégagé les 25 et 26 avril.

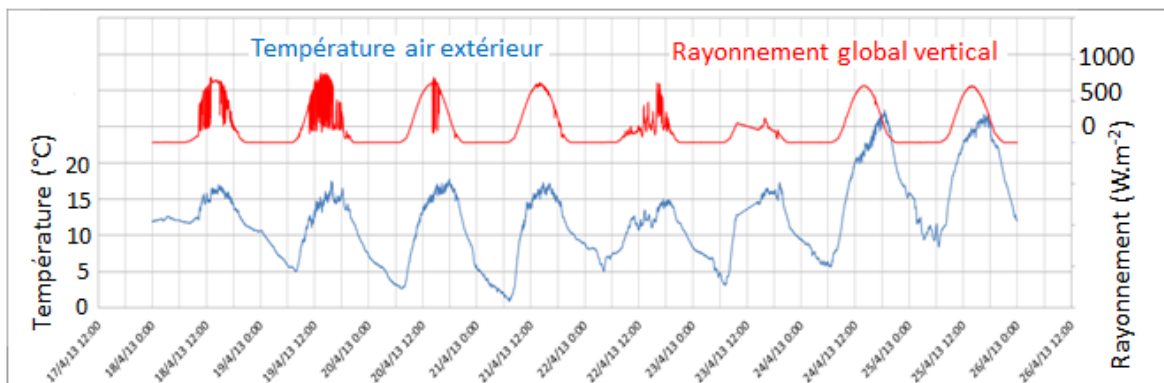


Figure 60 : Évolution de la température de l'air extérieur et du rayonnement solaire vertical global au cours de la seconde période d'acquisition

5.2.2 Conditions expérimentales

Température intérieure de consigne

La température intérieure de consigne a été fixée à 20°C. Jusqu'au 22 avril, le pilotage du registre de ventilation et celui du convecteur électrique reposent sur la valeur de la température intérieure de la cellule. À partir du 22 avril, seul le pilotage du convecteur électrique repose sur cette température.

Débit de ventilation

Le débit de ventilation moyen sur cette période est de 20,12 m³/h.

Pilotage du volet

Le principe du pilotage du volet demeure le même que lors de la première campagne expérimentale. Néanmoins, une coupure de courant a entraîné l'arrêt des mesures du pyranomètre vertical dédié au pilotage du volet au cours de la journée du 22 avril jusqu'à 16h52. Par conséquent, l'automate recevant un signal de tension nul a commandé la fermeture du volet sur cette période.

Pilotage du registre de ventilation déterminant le passage par l'UST ou le bypass

L'air est bypassé lorsque le niveau de charge de l'UST est insuffisant pour assurer un préchauffage de l'air satisfaisant (comme cela était déjà le cas pour les essais réalisés en évolution libre de température) ou lorsqu'il n'est plus nécessaire de préchauffer l'air entrant. C'est par exemple le cas lorsque la température extérieure est supérieure à la température de consigne intérieure, ou lorsque la température intérieure est déjà à la température de consigne.

Dans un premier temps, il a été envisagé de systématiquement bypasser l'air entrant dès lors que la température intérieure dépasse la température de consigne. De même, l'alimentation du convecteur électrique s'interrompt lorsque la température de consigne est atteinte. L'inconvénient de ce principe de pilotage du bypass est qu'il provoque des fermetures de ce dernier très fréquentes (plus de 50 fois par jour), et des arrêts du convecteur aussi très fréquentes. Cette stratégie de pilotage du bypass et du convecteur induit une surutilisation du convecteur électrique au détriment de l'exploitation de la chaleur emmagasinée dans l'UST.

À partir du 22 avril, une autre stratégie de pilotage est mise en œuvre. L'air entrant est bypassé lorsque la température intérieure dépasse de plus de 2°C la température de consigne. Cette modification permet de réduire de manière significative les cycles d'ouverture et de fermeture comme on peut le voir sur la Figure 61. À noter que les ouvertures du bypass les après-midis du 24 et du 25 avril s'expliquent par le fait que la température de l'air extérieur est supérieure à 20°C, et donc l'absence de besoins de préchauffage de l'air entrant.

Il est nécessaire de favoriser l'utilisation de l'UST, et donc de limiter l'utilisation d'autres moyens de chauffage tel le convecteur électrique. Ainsi, la valeur seuil de température intérieure commandant l'ouverture du bypass doit être supérieure à celle commandant l'arrêt du convecteur électrique.

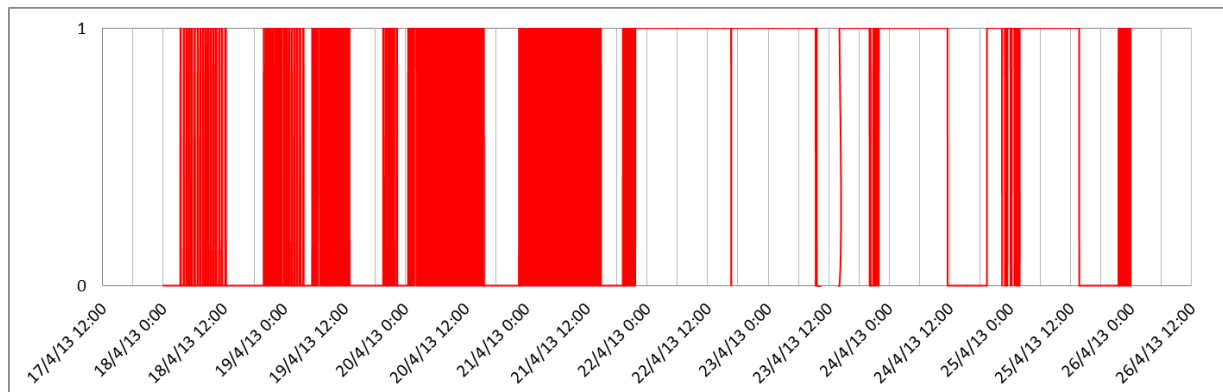


Figure 61 : Évolution du fonctionnement du registre de ventilation sur la période d'acquisition considérée (0 : l'air est bypassé ; 1 : l'air circule dans l'UST)

5.3 Bilan énergétique de l'UST

5.3.1 Énergies reçue et réémise

Les résultats des mesures fluxmétriques effectuées mettent en évidence une différence de transfert de chaleur entre le haut et le bas de l'UST. En effet, la Figure 62 montre qu'en cours de journée, les résultats de mesure des quatre fluxmètres sont similaires jusqu'à une certaine heure de la journée, à partir de laquelle les densités de flux de chaleur relevées au niveau supérieur des deux colonnes considérées stagnent tandis que celles relevées au niveau inférieur continuent d'augmenter. Cette différence est due à l'ombre portée par le coffre du volet roulant situé au-dessus du mur capteur.

Par la suite, et comme dans la sous-partie précédente, on considère une valeur de flux transmis à l'UST comme étant la moyenne des valeurs de flux relevées par les fluxmètres.

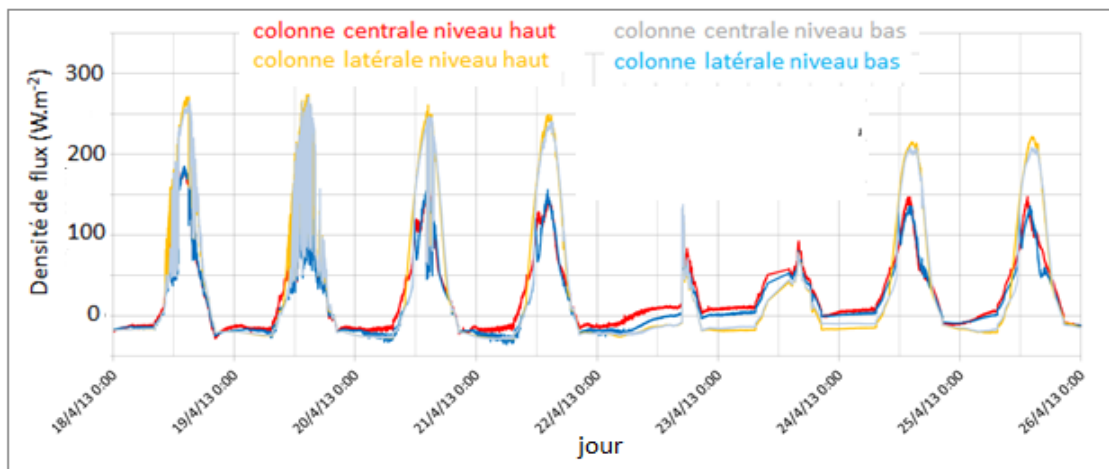


Figure 62 : Évolution des densités de flux de chaleur mesurées par les quatre fluxmètres situés sur la paroi captatrice de l'UST

Le bilan énergétique de l'UST est présenté à la Figure 63. On constate que le mur ne capte jamais plus de 1 kWh par jour. Cette valeur est moitié moindre que celle obtenue au cours de la première campagne d'essais, où l'on dépassait les 2 kWh certains jours. Cela est dû, d'une part, à l'angle d'incidence solaire plus élevé au mois d'avril qu'au mois de février et, d'autre part, à l'ombre portée sur le mur capteur par le coffre du volet roulant.

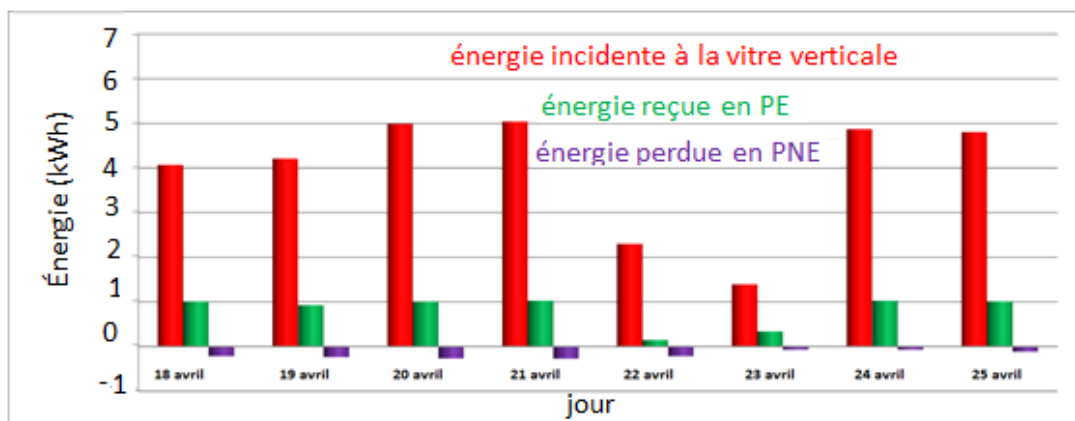


Figure 63 : Bilan énergétique quotidien en paroi captatrice et énergie solaire incidente à la vitre

5.3.2 Énergie de préchauffage

Du 18 au 23 avril, la quantité de chaleur fournie à l'air entrant est supérieure à celle qui est absorbée par l'UST comme on peut le voir sur la Figure 64. Les valeurs de température relevées aux différents points de mesure dans l'UST décroissent d'un jour à l'autre. La Figure 65 met en évidence cette décroissance de température. Cette évolution est cohérente avec celle de la quantité de chaleur fournie quotidiennement à l'air neuf entrant.

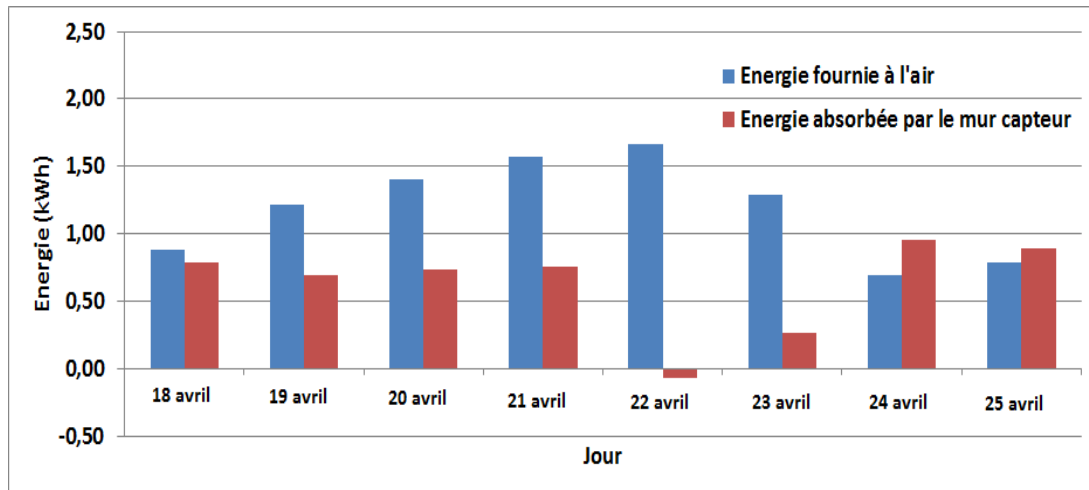


Figure 64 : Quantités de chaleur quotidiennes fournies à l'air et absorbées par le mur capteur

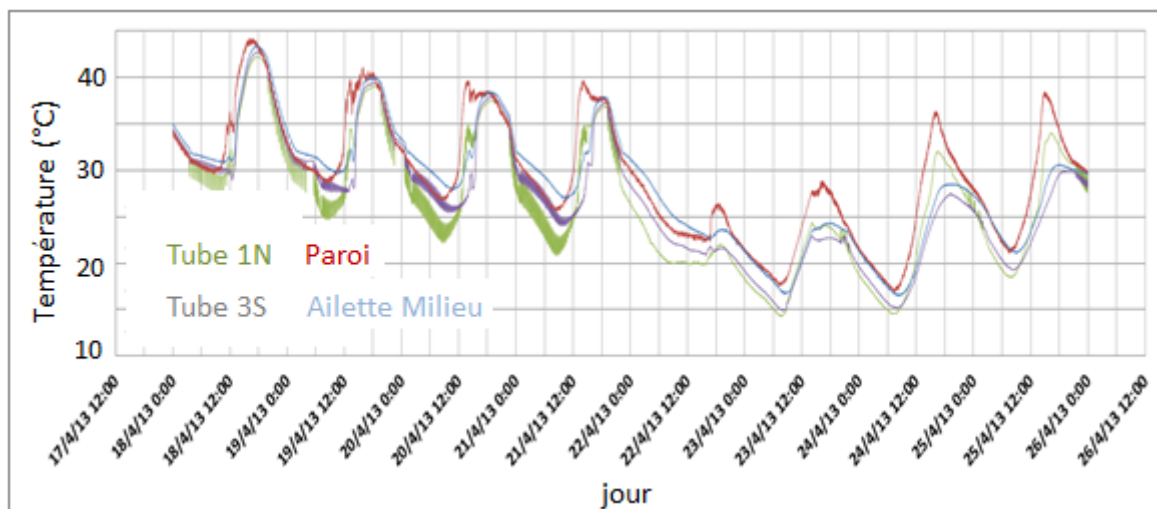


Figure 65 : Évolution des températures relevées en différents points de mesure de la colonne du milieu de l'UST

6 Conclusion

Un premier prototype de mur capteur /stockeur a été conçu et développé. Ce prototype permet un préchauffage de l'air entrant dans le bâtiment par une circulation de celui-ci au cœur du MCP macro-encapsulé dans l'UST. Les résultats obtenus à l'aide de ce dispositif n'ont pas permis de dresser de bilans énergétiques à l'échelle de la cellule expérimentale car les infiltrations d'air dans la cellule expérimentale sont importantes, et elles dépendent de la différence de pression entre l'intérieur de la cellule et l'extérieur qui n'a pas été mesurée. Différents calculs ont été menés pour dresser un bilan énergétique de la cellule expérimentale en tenant compte de cette incertitude sur les infiltrations d'air, mais les résultats obtenus étaient aberrants. Toutefois un bilan de la quantité de chaleur captée par l'UST et du préchauffage de l'air a pu être établi. La quantité de chaleur captée par le mur peut atteindre $2 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$, pour une quantité de chaleur restituée à l'air de $1,5 \text{ kWh.jour}^{-1}$. On peut ainsi, pour une surface de 2 m^2 de mur et d'après les chiffres avancés par la RT2012, couvrir environ 10% des besoins de chauffage d'une maison de 100 m^2 . Toutefois, la restitution de la chaleur captée pourrait être accrue en faisant en sorte que la décharge soit plus homogène dans l'UST. Dans le cadre des essais expérimentaux, cette décharge est plus faible sur les côtés qu'au centre de l'UST. Deux solutions permettraient d'y remédier, à savoir concevoir une entrée d'air dans le plénum supérieur de l'UST permettant d'obtenir une distribution d'air plus homogène, ou encore réaliser des murs capteurs moins larges, composés de 3 ou 4 colonnes, et de multiplier le nombre de murs capteurs installés. En pratique, cette deuxième solution permettrait d'intégrer plus aisément les murs capteurs en paroi Sud des bâtiments (par exemple entre 2 fenêtres).

Il nous est donc apparu nécessaire de conforter ces premiers résultats expérimentaux à l'aide d'un second prototype présentant une distribution d'air plus homogène au sein de l'UST. Ceci est aussi motivé par le souhait de davantage appréhender le comportement de l'UST, et notamment le phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide du MCP, ce dernier ayant été observé indirectement au cours de ces premiers essais à partir des valeurs des températures relevées en paroi, et non au sein de l'UST.

Par ailleurs, les résultats ici obtenus sont insuffisants pour espérer une validation satisfaisante du modèle numérique de mur capteur développé. En particulier, l'incertitude sur la valeur du débit d'air circulant dans chaque tube ne permet pas de définir les débits d'air à imposer dans le modèle. De plus, la validation du modèle nécessite aussi la connaissance des valeurs initiales des températures au sein du MCP. Or, sur le premier dispositif, nous n'avons pas accès aux valeurs de températures dans le MCP, mais uniquement en parois de l'UST. De plus, celles-ci sont très hétérogènes au cours des essais.

Ainsi, la réalisation d'un second prototype d'UST possédant une instrumentation plus fine, notamment au cœur du MCP, et fonctionnant dans des conditions maîtrisées de laboratoire, est apparue nécessaire. Ce second dispositif expérimental et les résultats alors obtenus sont présentés au Chapitre 4.

Chapitre 3

Modélisation du prototype de mur capteur
pour son couplage au bâtiment

1 Introduction

Un modèle de mur capteur a été développé afin d'évaluer l'impact du mur capteur sur la température intérieure d'un bâtiment et sur la réduction de la consommation d'énergie. Ce modèle est couplé à un bâtiment à l'aide du logiciel de simulation thermique dynamique TRNSYS. Ce dernier permet de simuler le comportement thermique d'un bâtiment sur une période allant de quelques jours à une année entière, avec des temps de calcul relativement restreints (de l'ordre de l'heure). De ce fait, le temps de calcul du modèle de mur capteur doit être relativement court. Ce critère conditionne les choix effectués et les hypothèses adoptées lors du développement du modèle.

Le modèle de mur capteur est programmé avec le logiciel MATLAB qui échange avec TRNSYS via le type 155 dont la fonction est de permettre d'exploiter des programmes MATLAB dans TRNSYS. Du point de vue de la simulation du bâtiment dans TRNSYS, le modèle du mur capteur est une boîte noire dont les entrées sont les températures extérieures (température d'air extérieur, température de l'environnement et température de la voûte céleste), les 3 composantes du rayonnement solaire (direct, réfléchi et diffus) et leurs angles d'incidence, la vitesse du vent sur la façade et le débit d'air entrant dans le mur capteur. Les sorties de cette boîte noire sont alors la température de sortie du mur capteur, qui est la température soufflée dans le bâtiment, et la température de la paroi intérieure du mur capteur. Les variables du modèle sont la température et l'enthalpie des différents éléments (vitre et UST). La Figure 66 illustre ces entrées et sorties.

Le modèle du mur capteur est composé de trois éléments principaux :

- la modélisation de l'effet de serre qui va permettre de déterminer le flux incident à la paroi captatrice à partir des composantes du rayonnement solaires et des températures extérieures, des propriétés radiatives et thermiques du vitrage et de la paroi captatrice ;
- la modélisation thermique de l'UST qui comprend la structure en acier et le MCP. La modélisation thermique du MCP constitue le cœur du modèle de mur capteur ;
- la modélisation du préchauffage de l'air circulant dans les tubes traversant l'UST qui amène à la sortie principale du modèle, à savoir la température de l'air soufflé dans le bâtiment.

La Figure 67 présente schématiquement les trois éléments principaux du modèle avec leurs entrées et sorties respectives, ainsi que leurs variables propres. Chacun de ces éléments fait l'objet d'une description dans ce chapitre.

La structure du chapitre est la suivante : les trois premiers sous-chapitres présentent les trois éléments principaux du modèle. Puis, le sous-chapitre suivant présente l'algorithme développé ainsi que la discrétisation temporelle considérée. Enfin, le dernier sous-chapitre présente les résultats d'une étude de sensibilité au maillage, qui est la partie la plus exigeante en termes de ressources de calcul.

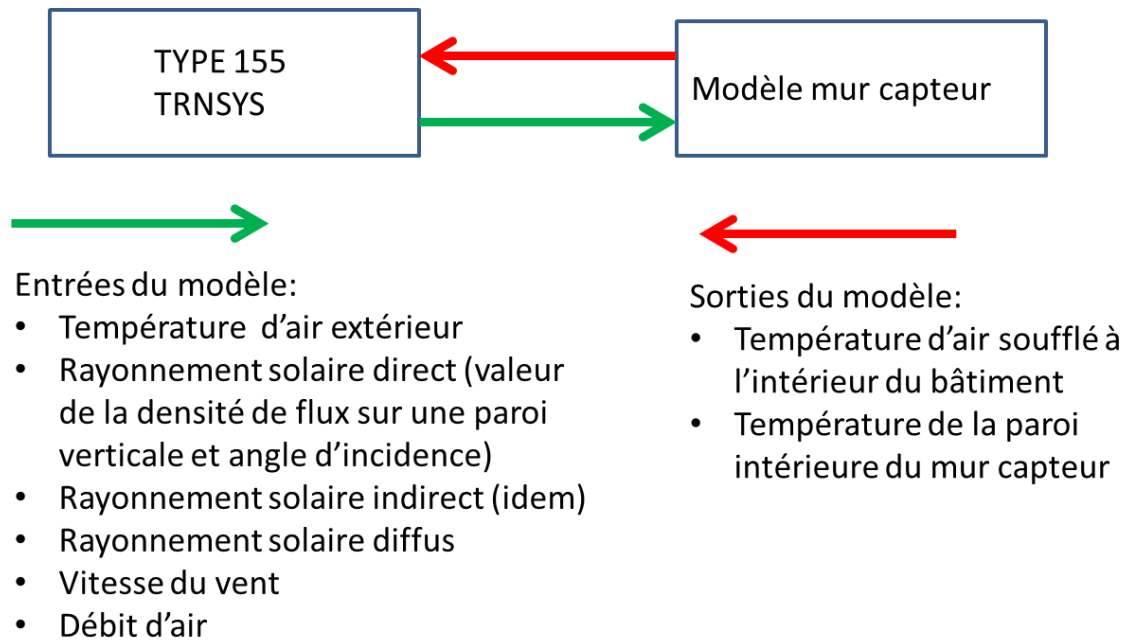


Figure 66 : Interconnexions entre le modèle de mur capteur et TRNSYS via le Type 155

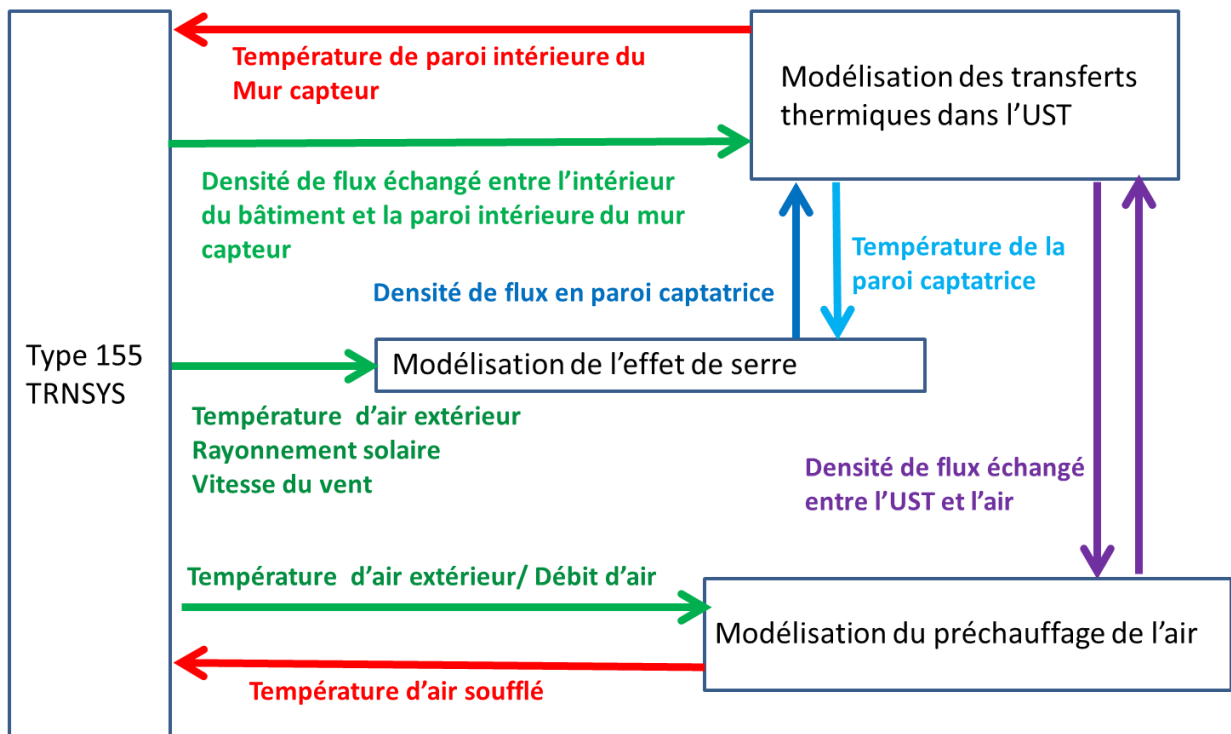


Figure 67 : Schéma représentant les interconnexions entre les trois éléments principaux du mur capteur et avec le Type 155 de TRNSYS, et précisant les variables de chaque élément

2 Modélisation de l'effet de serre, calcul des densités de flux en paroi

La modélisation de l'effet de serre est un sujet connu et détaillé dans la littérature. Pour construire le modèle, je me suis référé à l'ouvrage de Duffie et Beckman (2006).

Rappelons tout d'abord succinctement le principe de l'effet de serre. On distingue deux types de rayonnement : le rayonnement solaire, de courtes longueurs d'onde (CLO), et le rayonnement infra-rouge émis par les éléments constitutifs du mur (vitrage et paroi de l'UST) en grandes longueurs d'onde (GLO).

La Figure 29 illustre le principe de l'effet de serre. On voit que le rayonnement solaire atteint le premier verre du double vitrage. Une partie est réfléchi, une autre absorbée et l'essentiel est transmis au second verre du double vitrage. De la même façon, la partie transmise atteignant le second verre est en partie réfléchi, absorbée et transmise. La part transmise à la paroi captatrice est alors soit absorbée soit réfléchi par celle-ci. La part réfléchi vers le vitrage est de nouveau réfléchi, absorbée ou transmise. Les proportions de rayonnement réfléchi, absorbé et transmis par une vitre dépendent de l'angle d'incidence du rayonnement considéré et des propriétés radiatives de la vitre.

Pour modéliser l'effet de serre pour chacune des trois composantes du rayonnement incident, on calcule le coefficient $(\tau\alpha)$ qui traduit la part du rayonnement incident à la vitre absorbé par la paroi captatrice. La densité de flux correspondant à cette part de rayonnement absorbé est :

$$\varphi_{CLO} = (\tau\alpha)_{direct} \varphi_{direct} + (\tau\alpha)_{diffus} \varphi_{diffus} + (\tau\alpha)_{réfléchi} \varphi_{réfléchi} \quad (24)$$

φ_{direct} , φ_{diffus} et $\varphi_{réfléchi}$ désignent respectivement les densités de flux des composantes directe, diffuse et réfléchi du rayonnement solaire. Les coefficients $(\tau\alpha)$ sont fonction de l'angle d'incidence du rayonnement, des propriétés radiatives des verres et de la paroi captatrice. La première partie de ce sous-chapitre est consacrée au calcul de ces coefficients selon la méthode proposée par Duffie et Beckman (2006)

Par ailleurs, la paroi de l'UST et les verres échangent de la chaleur entre eux et avec l'environnement extérieur par rayonnement GLO, conduction et convection, comme nous pouvons le voir à la Figure 29 (b). La seconde partie de sous-chapitre décrit la modélisation de ces échanges.

2.1 Rayonnement solaire global absorbé par la paroi captatrice

Cette partie détaille le calcul des coefficients $(\tau\alpha)$ intervenant dans l'Équation (24). Par souci de compréhension, les calculs sont présentés en partant du résultat final et en remontant les expressions intermédiaires. Le calcul des trois coefficients $(\tau\alpha)$ est identique. Ils s'expriment :

$$(\tau\alpha) = \tau \cdot \alpha \cdot \left(\frac{1}{1 - (1 - \alpha_{CLO})\rho_{60}} \right) \quad (25)$$

où τ représente le coefficient de transmission du double vitrage, α l'absorptivité du double vitrage, ρ_{60} la réflectivité de la face 4 du double vitrage pour un angle d'incidence de 60° (voir Section 2.1.5) et α_{CLO} l'absorptivité de la paroi captatrice pour les rayonnements CLO.

2.1.1 Calcul des propriétés radiatives du double vitrage (τ et α)

Les propriétés radiatives du double vitrage sont calculées à l'aide des Équations (26) à (28). Les indices 1 et 2 correspondent respectivement aux verres extérieur et intérieur. Le rayonnement considéré est scindé en deux sous-composantes, la composante perpendiculaire, désignée par l'indice \perp , et la composante parallèle, désignée par l'indice \parallel .

$$\tau = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \right)_{\perp} + \left(\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \right)_{\parallel} \right] \quad (26)$$

$$\rho = \frac{1}{2} \left[\left(\rho_1 + \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right)_{\perp} + \left(\rho_1 + \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right)_{\parallel} \right] \quad (27)$$

$$\alpha = 1 - \rho - \tau \quad (28)$$

2.1.2 Propriétés radiatives d'une vitre

Les propriétés radiatives d'un verre sont déterminées à partir du coefficient d'extinction K qui est défini par la loi de Bouguer. Ce coefficient dépend du type de matériau considéré. On peut alors exprimer la transmissivité τ_a selon l'Équation (29). On peut ensuite déterminer la transmissivité, τ , la réflectivité, ρ , et l'absorptivité, α , pour un rayonnement non polarisé, à partir de leurs composantes perpendiculaires et parallèles qui sont données par les Équations (30) à (35).

$$\tau_a = e^{\left(\frac{-K e_{\text{verre}}}{\cos \theta_2} \right)} \quad (29)$$

$$\tau_{\perp} = \tau_a \left(\frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right) \left(\frac{1 - r_{\perp}^2}{1 + (r_{\perp} \tau_a)^2} \right) \quad (30)$$

$$\tau_{\parallel} = \tau_a \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} \right) \left(\frac{1 - r_{\parallel}^2}{1 + (r_{\parallel} \tau_a)^2} \right) \quad (31)$$

$$\rho_{\perp} = r_{\perp} (1 + \tau_a \tau_{\perp}) \quad (32)$$

$$\rho_{\parallel} = r_{\parallel} (1 + \tau_a \tau_{\parallel}) \quad (33)$$

$$\alpha_{\perp} = (1 - \tau_a) \frac{(1 - r_{\perp})}{(1 - \tau_a r_{\perp})} \quad (34)$$

$$\alpha_{\parallel} = (1 - \tau_a) \frac{(1 - r_{\parallel})}{(1 - \tau_a r_{\parallel})} \quad (35)$$

2.1.3 Réflexion du rayonnement pour une interface air/vitre

Un rayonnement atteignant une surface avec un angle d'incidence θ_1 est dévié en changeant de milieu et traverse donc ce second milieu avec un angle de réfraction θ_2 donné par l'Équation (36). Pour le rayonnement solaire non polarisé, on considère les composantes perpendiculaire et parallèle données par les Équations (37) et (38).

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \theta_1}{n_r} \right) \quad (36)$$

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (37)$$

$$r_{//} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (38)$$

2.1.4 Incidence de chaque composante du rayonnement solaire

La composante du rayonnement solaire direct dépend de la course du soleil dans la journée, il s'agit donc d'une grandeur variable. Du point de vue de la modélisation, celle-ci est fournie par les données météorologiques issues de TRNSYS.

L'angle d'incidence du rayonnement solaire diffus est défini par (39), et celui du rayonnement solaire réfléchi par (40). β désigne l'angle de la paroi étudiée, en l'occurrence $\beta = 90^\circ$ dans notre cas (Duffie et Beckman, 2006). On peut remarquer, d'après (41), que pour une paroi verticale les valeurs des deux angles d'incidence sont très proches. Duffie et Beckman (2006) expliquent qu'il est possible de considérer un angle commun pour ces deux composantes du rayonnement solaire. Dès lors l'équation (24) peut s'exprimer selon l'équation (42).

$$\theta_{diffus} = 59,7 - 0,1388 \beta + 0,001497 \beta^2 \quad (39)$$

$$\theta_{reflechi} = 90 - 0,5788 \beta + 0,002693 \beta^2 \quad (40)$$

$$\theta_{diffus} = 59,7^\circ \cong \theta_{reflechi} = 59,3^\circ \quad (41)$$

$$\varphi_{CLO} = (\tau\alpha)_{direct} \varphi_{direct} + (\tau\alpha)_{indirect} (\varphi_{diffus} + \varphi_{reflechi}) \quad (42)$$

2.1.5 Incidence de l'angle de réflexion du rayonnement incident à la paroi captatrice

Dans l'Équation (25), le terme ρ_{60} correspond à la part du rayonnement incident à la paroi captatrice qui est réfléchi par cette dernière. Il est admis dans la littérature (Duffie et Beckman, 2006) que l'on peut considérer que la paroi captatrice réfléchit une part du rayonnement incident avec un angle de 60° .

2.1.6 Synthèse et remarque concernant le calcul du rayonnement solaire global absorbé par la paroi captatrice par effet de serre

À partir des trois composantes de la densité de flux du rayonnement solaire et de leurs angles d'incidence respectifs, on peut déduire des propriétés thermiques de la vitre et de la paroi captatrice la densité de flux thermique absorbé par la paroi captatrice. C'est cette densité de flux qui correspond aux apports fournis à l'UST.

Toutefois ce modèle présente une limite puisqu'il ne tient pas compte des propriétés spécifiques de la face 3 du double vitrage (face extérieure de la seconde vitre) qui a subi un traitement faible émissivité. Ce revêtement influe sur la réflectivité à l'interface argon/verre, et sur le coefficient d'extinction. Certains travaux spécifiques à l'étude des verres proposent des méthodes pour tenir compte de la présence d'un tel revêtement.

D'autre part, on considère une absorptivité moyenne pour la paroi captatrice alors que celle-ci dépend de l'angle d'incidence. Ceci s'explique par le fait que nous n'avons pas pu déterminer expérimentalement les propriétés de la peinture absorbante sélective appliqué à la surface de la paroi captatrice (Chapitre 2, Section 2.1.4).

À présent nous allons nous intéresser aux échanges thermiques entre les éléments, par conduction, par convection et rayonnement GLO.

2.2 Échanges thermiques avec l'environnement extérieur

Plusieurs modèles d'échanges thermiques avec l'environnement extérieur ont été développés en régime stationnaire. Le modèle implémenté dans TRNSYS repose sur ceux de Balcomb et al. (1977) et de Ohanessian et Charters (1978) (source : Duffie et Beckman, 2006) Shen *et al.* (2007) ou encore de Richman et Pressnail (2009 et 2010) ont proposé des modèles similaires. La différence entre ces modèles réside dans la prise en compte des échanges convectifs naturels dans une lame d'air ouverte ou fermée et de la modélisation des échanges conductifs et radiatifs au sein du double vitrage. Le modèle de Shen, qui consiste à modéliser un mur composite intégrant une lame d'air fermée, ne considère qu'un seul nœud pour le vitrage, et uniquement un échange convectif entre le vitrage et l'air environnant. Le modèle de Richman tient compte de la résistance thermique du verre et considère 2 nœuds pour le vitrage, l'un sur sa surface extérieure et l'autre sur sa surface intérieure. Dans le cas des doubles vitrages, le modèle à un seul nœud pour le vitrage ne permet pas de modéliser les échanges radiatifs entre les deux vitres et d'éventuellement considérer une face 3 faiblement émissive. Toutefois, dans ce cas, la loi de Bouguer n'est plus exacte pour déterminer la transition du vitrage (Section 2.1.2), puisque le revêtement de la face faiblement émissive change les propriétés en surface du vitrage pour le rayonnement CLO.

Un modèle à 5 nœuds est défini dans lequel chaque nœud reprend l'une des faces du vitrage, plus un nœud représentant la lame d'air fermée. Ce modèle est présenté à la Figure 68. La nomenclature relative aux équations des modèles est précisée dans le Tableau 15.

Tableau 15 : Nomenclature des variables utilisées dans les équations de la modélisation des échanges thermiques par rayonnement GLO, convection et conduction entre la paroi du mur capteur, la lame d'air fermée, le double vitrage et l'environnement

Variable	Unité	Désignation
T_{ciel}	K	Température de la voûte céleste
$T_{Air,ext}$	K	Température de l'air extérieur
T_{vi}	K	Température de la face i du double vitrage
$T_{air,l.f.}$	K	Température de la lame d'air fermée
T_p	K	Température de la paroi captrice
h_r	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange radiatif
$h_{co,1}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange conductif
h_{cv}	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange convectif

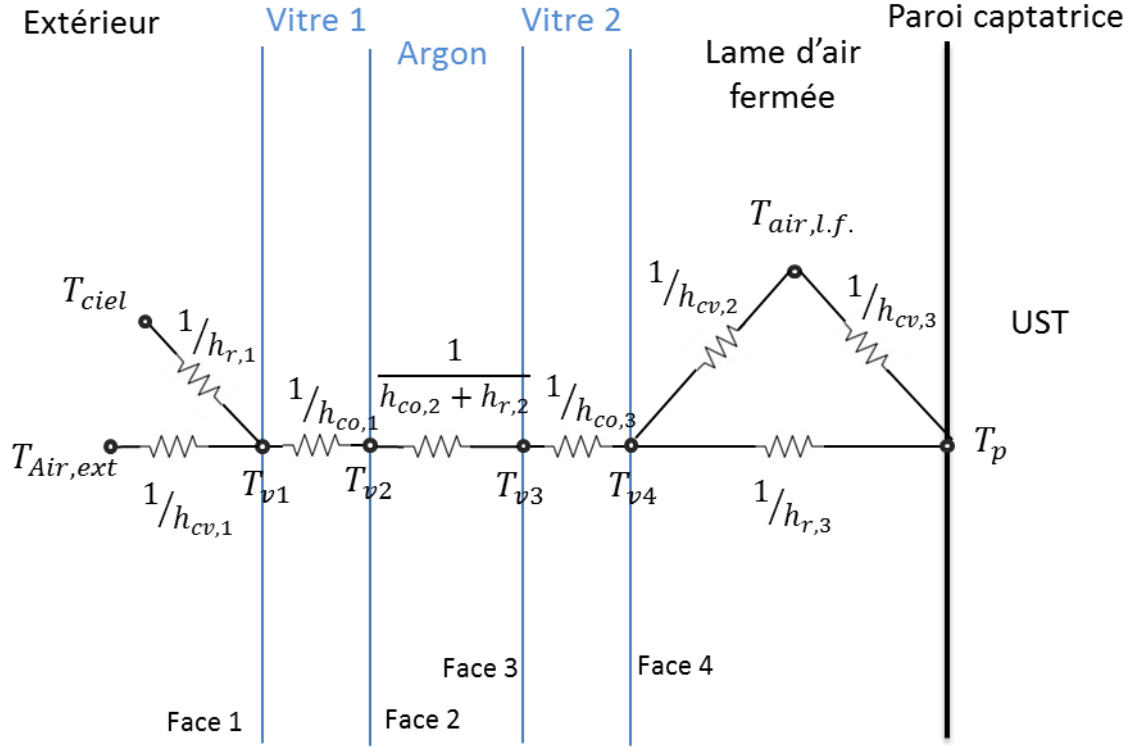


Figure 68 : Modèle à 4 nœuds pour le vitrage et l'effet de serre

2.2.1 Équations du modèle à 5 nœuds

L'objet de cette partie du modèle de l'effet de serre est de calculer, d'une part, le flux thermique sur la paroi captatrice issu de l'échange radiatif GLO entre la face 4 du double vitrage et la paroi, φ_{IRGLO} , et, d'autre part, celui issu de l'échange convectif avec la lame d'air, φ_{conv} . Ces flux s'expriment par :

$$\varphi_{IRGLO} = h_{r3}(T_{v4} - T_p) \quad (43)$$

$$\varphi_{conv} = h_{cv3}(T_{air,l.f.} - T_p) \quad (44)$$

Les entrées de ce modèle sont la température de paroi, donnée à l'itération précédente par le modèle de l'UST présenté ci-après, les températures extérieures et de ciel fournies par TRNSYS.

Le modèle à 5 nœuds conduit à un système de 5 équations à 5 inconnues (équations (45) à (49)). Ce système est résolu à l'aide de la fonction *linsolve* de Matlab. La résolution est itérative afin de faire converger les valeurs des différents coefficients d'échange qui dépendent des températures aux différents nœuds. Dans ces équations, φ_{v1} et φ_{v2} correspondent aux flux radiatifs CLO absorbés par les vitres. Ceux-ci ont été calculés mais sont négligeables, l'absorptivité des vitres étant très faible.

$$h_{co,1}(T_{v1} - T_{v2}) + h_{cv,1}(T_{v1} - T_{ext}) + h_{r,1}(T_{v1} - T_{Vciel}) = \varphi_{v1} \quad (45)$$

$$h_{co,1}(T_{v1} - T_{v2}) = (h_{co,1} + h_{r,2})(T_{v2} - T_{v3}) \quad (46)$$

$$(h_{co,1} + h_{r,2})(T_{v2} - T_{v3}) = h_{co,2}(T_{v3} - T_{v4}) \quad (47)$$

$$h_{co,2}(T_{v3} - T_{v4}) + h_{r,1}(T_v - T_{Vciel}) = h_{r,3}(T_{v4} - T_{Paroi}) + h_{cv,1}(T_{v4} - T_{air,l.f.}) + \varphi_{v2} \quad (48)$$

$$T_{air,l.f.} = \frac{T_p + T_{v4}}{2} \quad (49)$$

2.2.2 Coefficients d'échange des différents modèles

Les coefficients de conduction du double vitrage sont calculés en fonction des épaisseurs des vitres et de la lame d'argon :

$$h_{c1} = \lambda_v / e_1 \quad (50)$$

$$h_{c2} = \lambda_v / e_2 \quad (51)$$

$$h_{c3} = \lambda_v / e_3 \quad (52)$$

La valeur du coefficient de convection entre l'air et la face 1 du double vitrage, h_{cv1} , est calculée selon l'expression donnée par Shen *et al.* (2007) qui est dérivée des travaux de Mac Adams :

$$h_{cv1} = 5,7 + 3,8v_{vent} \quad (53)$$

De la même façon, le coefficient de convection dans la lame d'air fermée, h_{cv2} , est calculé selon la méthode proposée par Shen *et al.* (2007) :

$$h_{cv2} = h_{cv3} = \frac{Nu \lambda_{air,l.f.}}{e_{air,l.f.}} \quad (54)$$

Dans ce cas, on détermine le nombre de Nusselt selon l'Équation (55) :

$$Nu = \max \left[1; 0,288 \left(\frac{Ra}{Ka} \right)^{0,25}; 0,039 Ra^{0,33} \right] \quad (55)$$

où Ka est le rapport entre la hauteur et l'épaisseur de la lame d'air fermée :

$$Ka = \frac{H_{l.f.}}{e_{air,l.f.}} \quad (56)$$

et Ra le nombre de Rayleigh classiquement défini à partir du produit des nombres de Grashof et de Nusselt :

$$Ra = GrPr \quad (57)$$

$$Gr = \frac{\left(\frac{1}{T_{air,l.f.}} \right) g \rho_{air,l.f} e_{l.f.} (T_p - T_{air,l.f.})}{\mu_{air,l.f.}} \quad (58)$$

$$Pr = \frac{\mu_{air,l.f.} C_{p,air,l.f.}}{\lambda_{air,l.f.}} \quad (59)$$

Le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et le fond de ciel (voûte céleste) s'exprime par:

$$h_{r1} = 5.67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{v1} (T_{ciel}^2 + T_{v1}^2) (T_{ciel} + T_{v1}) \quad (60)$$

Enfin, les coefficients d'échange radiatif entre les faces 2 et 3 du vitrage, et entre la face 4 du vitrage et la paroi captatrice, sont calculés à partir de sommes des suites géométriques correspondant aux différentes réflexions :

$$h_{r2} = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{v2}} + \frac{1}{\varepsilon_{v3}}\right) - 1} (T_{v2}^2 + T_{v3}^2) (T_{v2} + T_{v3}) \quad (61)$$

$$h_{r3} = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{v4}} + \frac{1}{\varepsilon_p}\right) - 1} (T_{v4}^2 + T_p^2) (T_{v4} + T_p) \quad (62)$$

Cette expression a notamment été utilisée par Richman et Pressnail, 2009).

2.3 Flux en paroi captatrice de l'UST

Au paragraphe 2.1, on a exprimé la densité de flux solaire absorbé par la paroi captatrice. Au paragraphe 2.2, ont été exprimées les densités des flux radiatifs GLO et des flux convectifs. A partir de ces trois expressions, on peut calculer la valeur totale de la densité de flux de chaleur à la paroi captatrice.

Une fois le coefficient ($\tau\alpha$) de la paroi de l'UST et les échanges avec l'extérieur calculés, la densité de flux en paroi captatrice peut être déduite selon :

$$\varphi_{paroi} = \varphi_{CLO} + \varphi_{GLO} + \varphi_{conv} \quad (63)$$

La densité de flux de chaleur en paroi dépend des conditions météorologiques extérieures, à savoir la température de l'air extérieur, la température radiante de la voûte céleste, la vitesse du vent et le rayonnement solaire incident (décomposé en une partie directe et une partie indirecte), l'angle d'incidence du rayonnement direct et la température de la paroi captatrice. Ainsi :

$$\varphi_{paroi} = f(T_{ext}, T_{ciel}, v_{vent}, \varphi_{v,direct}, \varphi_{v,indirect}, \theta_{direct}, T_p) \quad (64)$$

Ces grandeurs dépendent du temps et correspondent aux entrées du modèle de l'effet de serre. Celui-ci a comme paramètres les propriétés du vitrage, à savoir l'indice de réfraction et le coefficient d'extinction, l'épaisseur et la conductivité thermique.

L'une des limites du modèle est qu'il ne tient pas compte de l'ombrage dû au fait que l'UST soit en retrait par rapport aux murs, et, le cas échéant, au coffre d'un volet roulant.

2.4 Validation du modèle d'effet de serre

Le modèle a été confronté aux mesures expérimentales effectuées en février sur le prototype d'Aigrefeuille (Chapitre 2 partie 4.2.1). La Figure 69 montre une très bonne concordance entre les valeurs expérimentales et théorique, le modèle peut donc être exploité.

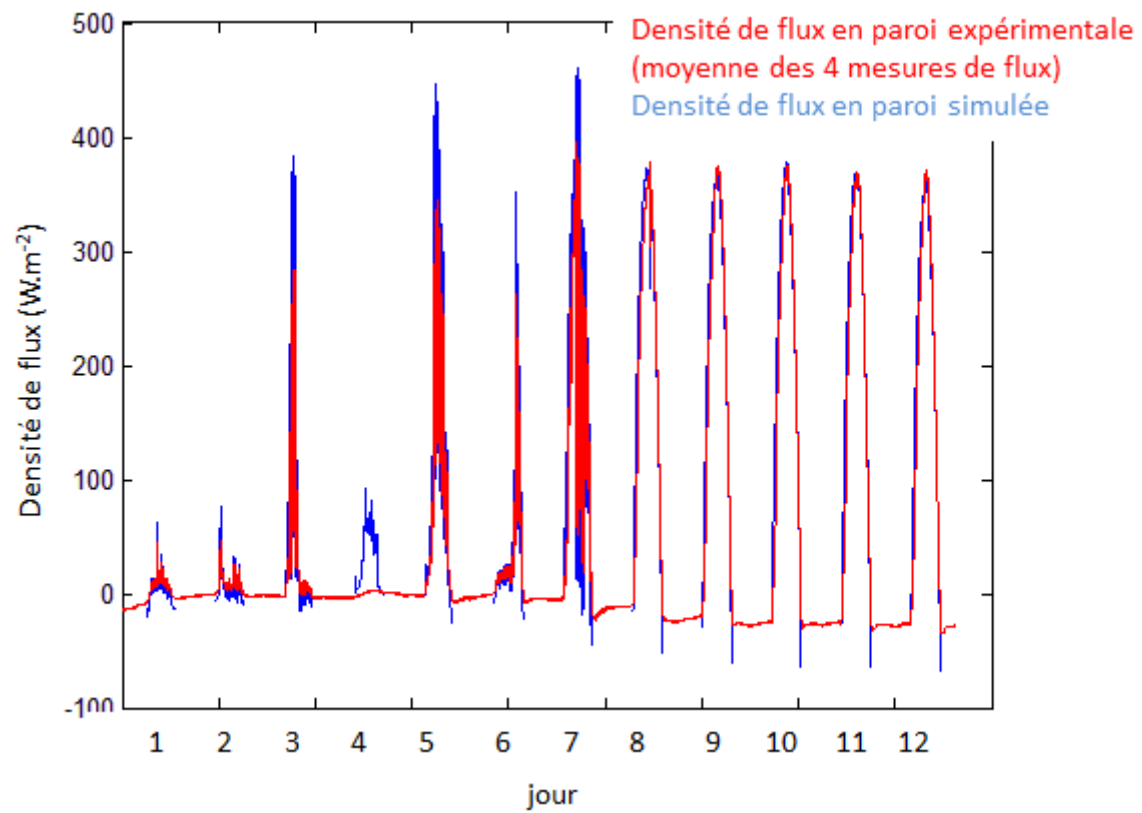


Figure 69 : Comparaison de la densité de flux mesuré en paroi captatrice à Aigrefeuille avec la densité de flux simulée.

3 Modélisation des transferts thermiques dans l'UST et dans le MCP

L'énergie solaire captée par la paroi est stockée dans l'UST. La modélisation des transferts thermiques au sein de l'UST est nécessaire pour déterminer la température des tubes par l'intermédiaire desquels l'air est préchauffé. L'UST est constituée d'une structure d'acier contenant le MCP. La modélisation des transferts thermiques dans l'acier est relativement simple étant donné que la structure d'acier ne change pas de phase. Par contre, celle des transferts thermiques dans le MCP impose de modéliser l'interface solide/liquide du MCP. Le problème de cette modélisation a été posé par Stefan, et porte donc le nom éponyme de problème de Stefan.

Dans la première partie de ce sous chapitre, nous aborderons le problème de Stefan et différentes méthodes de résolution qui ont été proposées dans la littérature. Nous nous intéresseront en particulier à des solutions de modélisation pour des MCP intégrés dans les éléments constitutifs de bâtiments et des MCP intégrés dans des échangeurs air/MCP. Ces deux types de modélisation se rapprochent de la problématique de modélisation du mur capteur étudié.

Ensuite, le modèle développé est présenté. Il repose sur une écriture de l'équation de conservation de l'énergie sous forme enthalpique, fonction de la température afin de tenir compte du changement de phase. Cette fonction peut être exprimée de plusieurs façons. Les équations de conservation de la masse et du mouvement sont, en première approximation, négligées afin de répondre à des contraintes de temps de calcul.

Enfin, la méthode numérique employée est détaillée, en particulier la discrétisation spatiale de l'équation de l'énergie. La modélisation de l'UST se limite à une demi-colonne en 3 dimensions avec un maillage fixe.

Par contre la discrétisation temporelle n'est pas abordée dans cette sous-partie. En effet, celle-ci est valable également pour le préchauffage de l'air, décrit dans la sous-partie 4, et sera donc détaillée à la sous-partie 5.

3.1 Introduction à la modélisation des phénomènes de transfert dans le MCP

Plusieurs états de l'art de la modélisation des MCP sont proposés dans différents articles et travaux de thèse, notamment dans la revue de Dutil *et al.* (2011). Les auteurs commencent par énoncer le problème de Stefan qui consiste à modéliser l'interface solide/liquide dans un matériau à changement de phase. Cette interface peut être une frontière bien définie (surface pour un modèle 3D) ou une zone de transition (volume pour un modèle 3D), selon le caractère idéal⁹ ou non retenu pour la modélisation du MCP. Ce modèle repose à la fois sur la modélisation des phénomènes de transferts de chaleur par conduction (équation de conservation de l'énergie) dans les 3 phases (solide, liquide et de transition) et par convection dans la phase liquide et dans la phase de transition (équation de conservation de la masse et du mouvement). Il existe plusieurs méthodes numériques permettant d'aborder ce problème. Celles-ci ont notamment été recensées par Dutil *et al.* (2011) ou encore par Younsi (2008). Les modèles dépendent de la façon

⁹ Comme défini dans le Chapitre 1, un MCP est idéal si son changement de phase a lieu pour une température unique. Inversement un MCP non-idéal change de phase sur une plage de température de fusion.

dont sont exprimées les différentes équations et de la prise en compte, ou non, de la conservation de la masse et du mouvement. Ils dépendent aussi du type de maillage utilisé, qui peut être fixe ou adaptatif, et uniforme ou non uniforme avec une concentration autour de la phase de transition.

L'équation de conservation de l'énergie peut être posée de deux façons pour exprimer le problème de Stefan. La formulation en température, dite forte, consiste à poser l'équation de conservation de l'énergie séparément pour la phase liquide, la phase solide et à l'interface. On a alors :

En phase solide :

$$\rho_s c p_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla [\lambda_s (\vec{\nabla} T_s)] \quad (65)$$

En phase liquide :

$$\rho_l c p_l \frac{\partial T_l}{\partial t} = \nabla [\lambda_l (\vec{\nabla} T_l)] \quad (66)$$

Condition à l'interface :

$$L\rho \left(\frac{ds(t)}{dt} \right) = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial t} - \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial t} \quad (67)$$

Dans cette méthode, le maillage doit être adaptatif afin que ce dernier coïncide avec l'interface des phases. De ce fait le maillage est redéfini à chaque itération temporelle.

La formulation enthalpique, dite faible, consiste à poser une seule équation de conservation de l'énergie, valable pour les trois phases :

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \nabla [\lambda (\vec{\nabla} T)] \quad (68)$$

Le changement de phase est inclus dans l'expression de l'enthalpie volumique $H(T)$. L'enthalpie volumique totale correspond à la somme de la chaleur sensible et de la chaleur latente comme indiqué par l'Équation (69). $h(T)$ est l'enthalpie volumique sensible exprimée par l'Équation (70) et $f(T)$ la fraction liquide. Celle-ci est exprimée selon l'Équation (71) dans le cas d'un MCP idéal et l'Équation (72) dans le cas d'un MCP non-idéal.

$$H(T) = H_{sensible}(T) + \rho f(T)L \quad (69)$$

$$\text{avec } H_{sensible} = \int_{T_{initial}}^T \rho C p dT \quad (70)$$

$$f = \begin{cases} 0 & \text{pour } T < T_f \\]0,1[& \text{pour } T = T_f \\ 1 & \text{pour } T > T_f \end{cases} \quad (71)$$

$$f = \begin{cases} 0 & \text{pour } T \leq T_{f1} \\]0,1[& \text{pour } T \in]T_{f1}, T_{f2}[\\ 1 & \text{pour } T \geq T_{f2} \end{cases} \quad (72)$$

La formulation enthalpique peut également être exprimée uniquement en température par l'introduction d'une chaleur spécifique équivalente, C_{eq} . Celle-ci regroupe les capacités spécifique et latente et est fonction de la température. Dutil *et al.* (2011) nomment ce procédé « modèle transformé en température » (MTT ou TTM en anglais). On peut trouver également l'appellation de chaleur thermique apparente (Younsi, 2008) ou encore de C_p équivalent. On a alors :

$$\frac{\partial h(T)}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial t} = C_{p_{eq}} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (73)$$

Enfin, il est possible d'exploiter des corrélations empiriques donnant l'enthalpie en fonction de la température.

Quelle que soit la formulation de la méthode enthalpique, celle-ci permet de modéliser l'UST en utilisant un maillage fixe. Les méthodes à maillage fixe présentent l'avantage de ne pas avoir à régénérer le maillage à chaque pas de temps.

Un modèle physique complet doit aussi tenir compte de la convection dans la phase liquide. Il faut donc introduire les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement. Pour les méthodes enthalpiques, la difficulté est d'imposer une viscosité nulle dans la phase solide. Dutil *et al.* (2011) ont recensé les différentes approches permettant de répondre à cette problématique. Ces méthodes induisent une complexité de la résolution du système d'équations à résoudre et ont pour conséquence une augmentation significative du temps de calcul. Comme nous allons le voir ci-après, la plupart des modèles utilisés dans le bâtiment pour la modélisation du MCP ne tiennent pas compte de la convection dans la phase liquide.

Par ailleurs, dans leur revue, Dutil *et al.* (2011) énoncent les résultats de différents travaux ayant comparé les performances des méthodes à maillages adaptatif et fixe. Lacroix et Voller (1990) concluent que les méthodes fixes nécessitent un maillage plus fin que les méthodes à maillage adaptatif, dans le cas de température de fusion unique. Par ailleurs, Dutil *et al.* (2011) ont mis en évidence que lorsqu'une région interfaciale solide/liquide existe¹⁰, la méthode enthalpique est la mieux adaptée.

3.2 Modèles de MCP intégrés au bâtiment

Une présentation succincte des travaux de modélisation de MCP intégrés au bâtiment est proposée Annexe H. Les modèles développés ont été comparés selon les critères suivants :

- l'outil numérique utilisé ;
- la méthode de modélisation du changement de phase ;
- la méthode de discrétisation (différences finies, volumes finis ou éléments finis) ;
- le maillage selon qu'il soit fixe ou adaptatif, et uniforme ou non uniforme ;
- les dimensions spatiales du modèle ;
- la prise en compte de la convection au sein du MCP liquide ;
- le changement de phase à température constante ou sur une plage de température (MCP idéal ou non-idéal) ;
- le schéma de discrétisation temporelle utilisé ;

¹⁰ Ce qui est le cas pour les MCP non idéaux, lorsque le changement de phase a lieu sur une plage de température de fusion, et non pas en une température unique.

- la prise en compte ou non de l'hystérésis entre la fusion et la solidification :
- et la validation expérimentale du modèle.

Ces caractéristiques sont synthétisées dans le Tableau 16. L'ensemble des modèles recensés reposent sur la méthode enthalpique et donc la formulation faible du problème. La méthode de la chaleur spécifique équivalente est la plus utilisée. Dans la plupart des modèles, la méthode des différences finies est employée et le maillage est uniforme. La convection n'est que rarement prise en compte. Enfin, si la plupart des modèles tiennent compte du changement de phase sur une plage de fusion, seul les modèles de Ahmad *et al.* (2006) et de Faure(2007) modélisent l'hystérésis entre les deux changements de phase. La majorité des modèles a été validée expérimentalement par comparaison à des valeurs de température, soit à la surface des éléments considérés, soit à l'intérieur du bâtiment. Aucun modèle n'est validé en température avec des valeurs expérimentales de température au sein du MCP. Les validations basées sur des valeurs de flux énergétiques sont plus rares et donnent de moins bon résultats.

3.3 Modèles d'échangeurs avec MCP

L'UST s'apparente à un système de stockage et d'échange d'énergie par la circulation d'un fluide. De ce fait, une seconde revue des différents travaux publiés sur l'étude d'échangeurs contenant des MCP a été réalisée. Les résultats sont synthétisés par le Tableau 17 et les publications sont présentées en Annexe I.

Les différents modèles sont comparés selon les mêmes critères que précédemment. Tous les modèles sont en 1 ou 2 dimensions. On retrouve, pour la plupart des modèles, une approche basée sur l'enthalpie totale, avec ou sans terme de fraction liquide, ou encore sur la chaleur spécifique équivalente. Par rapport au tableau précédent, davantage de modèles ne tiennent pas compte du caractère non-idéal des MCP. Encore une fois, l'hystérésis est rarement prise en compte. Enfin les équations de convection ne sont modélisées que dans le modèle de Ye *et al.* (2012) qui est un modèle reposant sur un code CFD (Fluent), plus gourmand en temps de calcul. On note par contre que le modèle développé par Bony et Citherlet (2007), repris ensuite par Dolado *et al.* (2011), introduit la notion de conductivité thermique équivalente. Celle-ci permet de tenir compte des échanges par conduction et des échanges par convection. En effet, lors de la validation du modèle Bony et Citherlet (2007) mettent en évidence de gros écarts de température entre l'expérience et la simulation lorsque le MCP est en phase liquide. À noter enfin que la plupart des modèles ont un schéma de discrétisation temporel implicite.

3.4 Synthèse de la revue des modèles utilisés dans le bâtiment et dans les échangeurs

Plusieurs points remarquables se dégagent de cette revue. Tout d'abord, une simplification géométrique du problème est adoptée dans tous les modèles. Pour les murs, une modélisation en 1 dimension, ou 2 dimensions si l'on souhaite tenir compte des échanges convectifs du MCP notamment, donne des résultats satisfaisants. Dans le cas des charges et décharges du MCP par circulation d'un fluide, un modèle à 2 dimensions doit être adopté : une dimension correspondant au sens de circulation du fluide et l'autre dimension permettant de tenir compte de l'épaisseur de l'UST. L'avantage majeur de ces simplifications est la réduction du nombre de nœuds, d'éléments ou de volumes élémentaires, et a pour conséquence un gain en temps de calcul conséquent.

Dans la plupart des modèles, le caractère non-idéal du MCP est considéré. Par contre, l'hystérésis entre fusion et solidification n'est que rarement prise en compte, bien que certains travaux mettent en évidence un gain de précision lorsque celle-ci est modélisée.

Les comparaisons entre résultats de simulations et de mesures expérimentales sont en général réalisées à partir de valeurs de température qui ne sont pas mesurées au sein du MCP. La validation repose sur la mesure de la température en surface de l'élément considéré ou encore sur celle de la température d'air en sortie d'un échangeur, ou encore celle de la pièce ou de la cellule expérimentale. Seuls quelques travaux, tels que ceux de Bony et Citherlet (2007), proposent une validation à partir de mesures de température au sein du MCP.

Tableau 16 : Synthèse du travail bibliographique concernant la modélisation de MCP dans des éléments de construction du bâtiment. Note : CSE : chaleur spécifique équivalente, ET : enthalpie totale fonction de la température, SAC : Source additionnelle de chaleur

Auteurs	Logiciel	Méthode	Discretisation	Maillage	Dim.	Validation modèle	Modélisation Convection	Changement de phase	Intégration du temps	Hystérésis
Ahmad <i>et al.</i> (2003)	Trnsys	CSE	Differences finies	non-uniforme	3	oui	oui	non-ideal	C.-N.	oui
Lin <i>et al.</i> (2004)		CSE	Différences finies	Fixe	1	oui	non	non-ideal	Implicite	non
Heim <i>et al.</i> (2004,2005)	ESP-r	CSE	Différences finies	Fixe et uniforme	1	non	non	non-ideal		non
	ESP-r	SAC	Différences finies	Fixe et uniforme	1	non	non	non-ideal		non
Carbonari <i>et al.</i> (2006)		CSE et ET	Élément fini	Fixe non-uniforme	2	oui	non	ideal		non
Faure (2007)	Trnsys	CSE	Différences finies	Fixe	1	oui	oui	non-ideal	Implicite	oui
Pasupathy <i>et al.</i> (2008)		CSE	Volume fini	Fixe et uniforme	1	non	non	non-ideal		non
Younsi (2008)		ET fraction liquide	Volume fini	fixe régulier	2	oui	oui	idéal	Implicite	non
Izquierdo-Barrientos <i>et al.</i> (2012)		ET (fraction liquide)	Differences finies	Fixe	1	non	non	ideal		non
Principi <i>et al.</i> (2012)	COMSOL	CSE (gaussien)	Element fini	non-uniforme	2	oui	non			non
Tabares-Velasco <i>et al.</i> (2012)	EnergyPlus	CSE	Differences finies	Fixe	1	oui	non	non-ideal	C-N ou Implicite	non
El Omari <i>et al.</i> (2012)		ET	Volume fini	Fixe et uniforme	1	non	non	ideal		

Tableau 17 : Synthèse du travail bibliographique concernant la modélisation de MCP dans des échangeurs et autres systèmes de stockage

Auteurs	Logiciel	Méthode	Discretisation	Maillage	Dim.	Validation modèle	Modélisation Convection	Matériaux	Intégration du temps	Hystérésis
Esen et Ayhan (1996)		ET	Différences finies	Fixe	2	non	non	non-ideal	implicite	non
Gong et Mujumdar (1996)		CSE	Éléments finis		2	non	non	ideal		non
Lamberg et Siren (2003)	FemLab	SF	Éléments finis		1			ideal		non
	Fortran	ET fraction liquide	Différences finies	Fixe et uniforme	2	Non comparaison de différents modèles		idéal	Implicite	non
Lamberg (2004)	FemLab	CSE	Éléments finis		1			non-idéal		non
	FemLab	CSE	Différences finies	Fixe et uniforme	2	Non comparaison de différents modèles		non-idéal	Implicite	non
Trp (2005)	Fortran	ET	Volumes finis	Fixe et uniforme	2	oui	non	non-idéal et idéal	Implicite	non
Azouz et al. (2007)	EES	SF	Volumes finis	Non-fixe, Fixé par un changement de repère.	1	non	non	idéal		non
Bony et Citherlet (2007)	Trnsys	ET	Différences finies	Fixe	2	oui	non	non-idéal	Explicite	oui
Dolado et al. (2011)	Trnsys	ET	Différences finies	Fixe	1+1	oui	oui (Conductivité équivalente)	non-ideal		oui
Borderon (2012)	Matlab	CSE	Volumes finis	fixe régulier	2	oui	non (pas de convection)	non-idéal	Implicite	oui
Ye et al. (2012)	Fluent	ET (fraction liquide)	Volumes finis	Fixe non-uniforme	2	oui	oui	ideal	Implicite	non
Arzamendia Lopez (2013)	Matlab	CSE	Volumes finis	Fixe régulier	2	oui	non	non-idéal	Implicite.	non

De plus, la plupart des modèles sont validés par comparaison à des résultats expérimentaux partiels. Parfois les simulations sont réalisées et leurs résultats exploités alors que les conditions de simulations dépassent le cadre de validation du modèle. Dutil *et al.* (2011) insistent sur ce point : « *de plus en plus de modèles récents sont validés qualitativement, par comparaison à des données expérimentales prises au hasard* ». Ensuite, ils soulignent la dangerosité d'extrapoler le modèle hors de son cadre de validation correspondant en général à une géométrie bien précise.

Ce travail bibliographique, rapporté dans les 3 sous-parties précédentes, est à l'origine des choix qui ont été retenus et qui sont présentés dans les sous-parties suivantes.

Tout d'abord seule l'équation de conservation de l'énergie est considérée. En effet, la prise en compte de la convection conduit à un système de trois équations, au lieu d'une seule lorsque

celle-ci sont négligées. Cela nécessite donc une puissance et des temps de calcul importants. La contrainte sur la vitesse d'exécution des simulations, liée au couplage à TRNSYS, nous amène donc à ne pas tenir compte de la convection de la phase liquide. La bibliographie réalisée indique que cette approximation est très souvent faite dans les modèles de MCP intégrés à des éléments du bâtiment ou dans les modèles d'échangeurs MCP/air utilisés dans le bâtiment.

Ensuite, le MCP ayant une plage de température de changement de phase large, il apparaît nécessaire d'employer la méthode enthalpique plutôt que la méthode en température comme l'ont mis en évidence Dutil *et al.* (2011). Dès lors, le maillage est fixe. Ce choix est celui qui est fait pour l'ensemble des modèles revus et présentés dans les Tableau 16 et 17.

Enfin, la modélisation de l'hystérésis n'est pas prise en compte en première approximation, bien qu'il puisse s'agir d'une voie d'amélioration possible du modèle (Borderon, 2012)

3.5 Équation de conservation de l'énergie sous forme enthalpique

Le modèle utilise la méthode enthalpique. Afin de simplifier l'expression de l'équation, la conductivité thermique du MCP est supposée constante. Dès lors, l'Équation (68) conduit à l'équation suivante, où h est l'enthalpie massique :

$$\rho_{MCP} \frac{\partial h}{\partial t} = \lambda_{MCP} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (74)$$

Pour la résolution de cette équation à chaque pas de temps, l'enthalpie massique est déduite de la température à l'aide d'une courbe enthalpie/température déterminée au préalable (Chapitre 2, Section 2.2.6). Deux expériences DSC avec des vitesses d'évolution de la température différentes ont été réalisées. Nous disposons donc de quatre courbes de l'enthalpie en fonction de la température (une fusion à $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$, une solidification à $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$, une fusion à $5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$, et une solidification à $5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$). Dans un premier temps nous avons écarté les courbes issues de la DSC à $5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$. En effet, les vitesses d'évolution du MCP dans l'UST sont bien inférieures à $5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$. Elles sont également inférieures à $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$, mais il était techniquement impossible de mener des DSC pour des évolutions de la température plus faibles. Arbitrairement, nous avons retenu les résultats du test de DSC réalisé en décroissance de température à $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$ (solidification) pour définir la fonction enthalpie/température (Figure 70). Afin de valider ce choix, les résultats numériques obtenus à partir des essais de fusion à $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$, de solidification à $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$ et de fusion à $5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$, ont été comparés à des résultats expérimentaux présentés au Chapitre 4, Section 8. Cette comparaison dont les résultats sont présentés en Annexe J Les résultats valident le choix de la courbe enthalpie de $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$ en décroissance de température.

Par ailleurs, remarquons qu'une hypothèse simplificatrice est adoptée concernant la masse volumique du MCP, ρ_{MCP} . Celle-ci est aussi considérée constante et égale à la valeur de la masse volumique du MCP à l'état solide. En réalité, la masse volumique varie : elle est de $760 \text{ kg}.\text{m}^{-3}$ à l'état liquide et de $880 \text{ kg}.\text{m}^{-3}$ à l'état solide, soit une expansion volumique de 12,5%. Ce choix se justifie par le fait que le MCP est plus souvent à l'état solide qu'à l'état liquide durant les campagnes expérimentales. Dans le cas contraire, le maillage devrait évoluer afin de tenir compte de l'expansion volumique du MCP, ce qui augmente le temps de calcul.

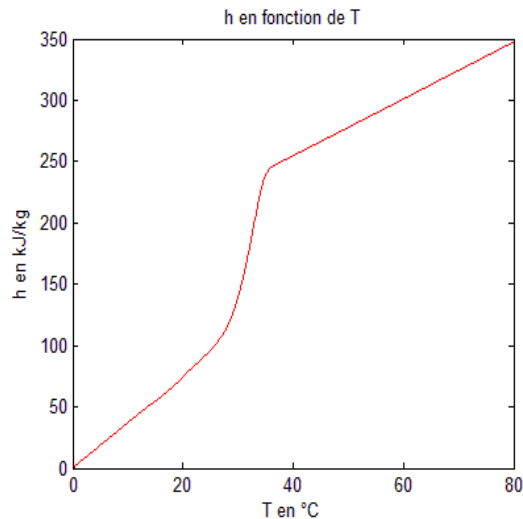


Figure 70 : Fonction non linéaire entre l'enthalpie et la température issue du test DSC pour une montée en température à une vitesse de 0,5°C/min

3.6 Méthode numérique adoptée

3.6.1 Géométrie et maillage

Le maillage est fixe car le problème de Stefan est posé avec la méthode enthalpique. L'échangeur à modéliser est composé de plusieurs colonnes de MCP (10 pour le premier prototype développé), chacune traversée par 4 tubes dans lesquels circule l'air. Modéliser l'ensemble de la structure (qui fait un volume de 1x1,1x0,15 m³) nécessiterait un nombre d'éléments important. De ce fait, quelques hypothèses ont été adoptées afin de réduire la taille du maillage. Dans la littérature (parties 3.2 et 3.3), les géométries des éléments modélisés présentent des symétries qui permettent une réduction des dimensions spatiales. Cela explique que les modèles en 3 dimensions soient rares. Or, dans le cas du prototype d'UST étudié, il n'y a pas de symétrie permettant une telle réduction des dimensions. Toutefois, le dispositif étant composé de plusieurs colonnes identiques, nous ne modélisons qu'une seule colonne de l'UST.

Par ailleurs, chaque colonne de MCP présente un plan de symétrie vertical perpendiculaire à la paroi captatrice, au milieu de la colonne. Puisque nous ne tenons pas compte de la convection des phases liquides et de transition, ce plan de symétrie est retenu. Ainsi, seule une demi-colonne est modélisée.

D'autre part, afin de simplifier la génération du maillage, les tubes de section circulaire sont modélisés par des tubes de section carrée (Figure 71). Dans cette approche, le volume de MCP a été conservé et le côté des carrés est calculé en fonction de cette conservation. Cela implique une correction de la surface d'échange entre l'air et la paroi du tube en utilisant le rapport de surface :

$$Rat_{surface} = \frac{S_{cercle}}{S_{carré}} = \frac{L_{tube} P_{cercle}}{L_{tube} P_{carré}} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \quad (75)$$

Ce rapport est inséré dans le modèle afin de corriger la densité de flux d'échange entre l'air et la paroi des tubes de l'UST, et ainsi obtenir le flux correspondant au cas tubulaire. Le maillage est non uniforme sur un plan horizontal. Les mailles sont distinctes pour les éléments d'acier et le

MCP. Les mailles des éléments d'acier sont plus fines. Une étude de sensibilité du maillage est présentée dans les Sections 6.1 et 6.2.

La modélisation d'une demi-colonne seule suppose que le débit d'air dans chacun des tubes de chaque colonne soit identique, c'est-à-dire que la distribution d'air soit homogène. Cette hypothèse n'est pas vérifiée dans le cas du premier prototype développé pour lequel le problème d'une distribution d'air hétérogène a été identifié. Mais un second prototype, présenté au chapitre suivant, a été développé. Son UST est composé de 3 colonnes (de même architecture que celle du premier modèle), de telle sorte que la distribution d'air soit homogène.

En pratique, il apparaît toutefois peu plausible que plusieurs colonnes soit chauffées exactement de la même façon (ombres portées sur les colonnes latérales et effets de bord pour les colonnes aux extrémités, en contact avec de l'isolant). Dès lors, des échanges entre colonnes existent. Mais la prise en compte de ces derniers, non quantifiés expérimentalement, rendrait le modèle trop lourd en termes de temps de calcul et donc inadapté au couplage à TRNSYS.

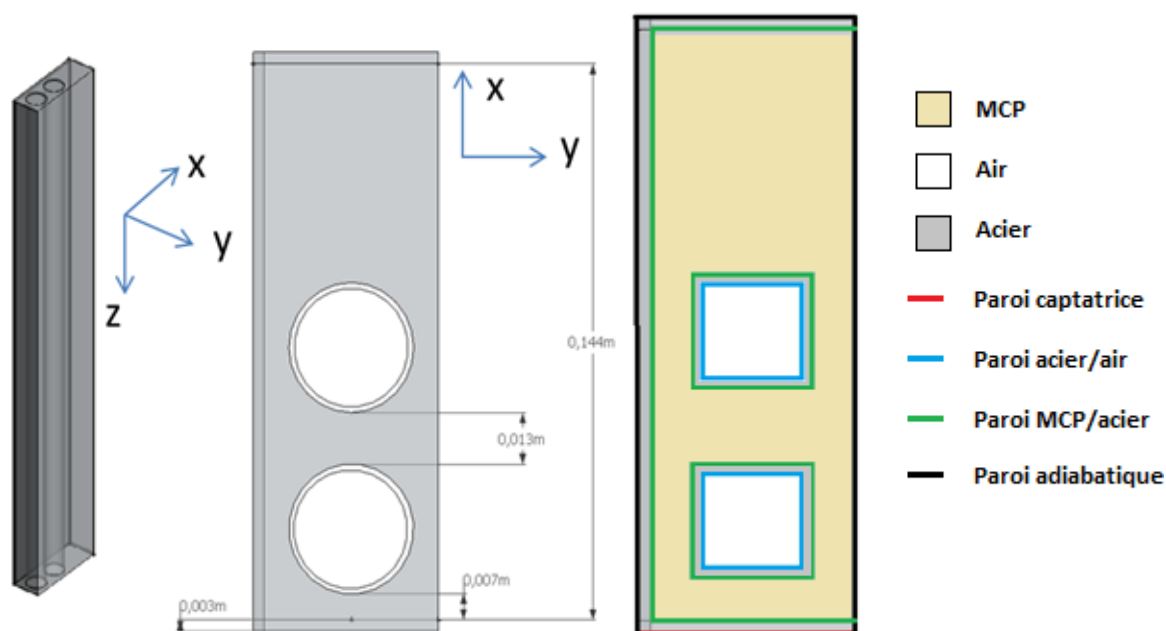


Figure 71 : Géométrie de la demi-colonne d'UST modélisée

3.6.2 Discretisation de l'équation de conservation de l'énergie.

Pour la discrétisation spatiale selon les 3 axes, l'indice i fait référence à l'axe x , l'indice j à l'axe y et l'indice k à l'axe z . La discrétisation en volumes élémentaires dans le plan horizontal est illustrée par la Figure 72.

Développement de l'équation de conservation de l'énergie

La méthode de discrétisation retenue est la méthode des volumes finis qui présente l'avantage d'assurer la conservation de l'énergie sur chaque volume de contrôle.

L'équation de conservation de l'énergie peut s'écrire :

$$\iiint_V \rho \frac{\partial h}{\partial t} dx dy dz = - \iiint_V \text{div}(\vec{\varphi}) dx dy dz \quad (76)$$

ou encore, en appliquant le théorème de Green-Ostrogradsky :

$$\iiint_V \rho \frac{\partial h}{\partial t} dx dy dz = \oint_S \vec{\varphi} d\vec{S} \quad (77)$$

Pour un volume élémentaire (i, j, k), les deux termes de l'équation précédente s'expriment :

$$\iiint_V \rho \frac{\partial h}{\partial t} dx dy dz = \Delta x \Delta y \Delta z \rho \frac{\partial h_{i,j,k}}{\partial t} \quad (78)$$

$$\oint_S \vec{\varphi} d\vec{S} = \left(\varphi_{i-\frac{1}{2},j,k} - \varphi_{i+\frac{1}{2},j,k} \right) \Delta y \Delta z + \left(\varphi_{i,j-\frac{1}{2},k} - \varphi_{i,j+\frac{1}{2},k} \right) \Delta x \Delta z + \left(\varphi_{i,j,k-\frac{1}{2}} - \varphi_{i,j,k+\frac{1}{2}} \right) \Delta x \Delta y \quad (79)$$

ce qui conduit à :

$$\begin{aligned} \Delta x \Delta y \Delta z \rho \frac{\partial h_{i,j,k}}{\partial t} &= \left(\varphi_{i-\frac{1}{2},j,k} - \varphi_{i+\frac{1}{2},j,k} \right) \Delta y \Delta z + \left(\varphi_{i,j-\frac{1}{2},k} - \varphi_{i,j+\frac{1}{2},k} \right) \Delta x \Delta z + \left(\varphi_{i,j,k-\frac{1}{2}} - \varphi_{i,j,k+\frac{1}{2}} \right) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (80)$$

ou encore :

$$\rho \frac{\partial h_{i,j,k}}{\partial t} = \left(\varphi_{i-\frac{1}{2},j,k} - \varphi_{i+\frac{1}{2},j,k} \right) \frac{1}{\Delta x} + \left(\varphi_{i,j-\frac{1}{2},k} - \varphi_{i,j+\frac{1}{2},k} \right) \frac{1}{\Delta y} + \left(\varphi_{i,j,k-\frac{1}{2}} - \varphi_{i,j,k+\frac{1}{2}} \right) \frac{1}{\Delta z} \quad (81)$$

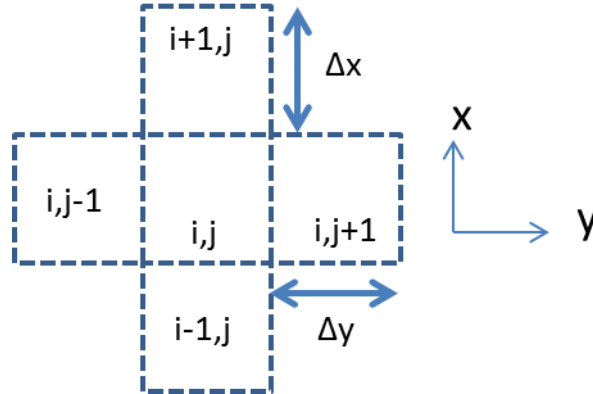


Figure 72 : Discrétisation spatiale dans le plan horizontal

Dans ces équations, Δx , Δy et Δz désignent les dimensions du volume élémentaire défini par les indices i, j et k. Les densités de flux de chaleur φ dépendent de la position du volume élémentaire. En effet, on distingue :

- les densités de flux de chaleur entre deux volumes élémentaires en contact ;
- les densités de flux de chaleur aux parois de l'UST autres que la face avant captatrice et la face arrière (parois verticales perpendiculaires à la paroi captatrice et parois

horizontales inférieures et supérieures de l'UST (Tableau 18). Ces parois étant considérées adiabatiques, les flux de chaleur sont nuls ;

- la densité de flux de chaleur à la paroi captatrice. Celle-ci est une entrée du modèle et est définie à la partie 2.2.1 ;
- la densité de flux de chaleur à la paroi arrière de l'UST, qui dépend des échanges avec l'ambiance intérieure (dont la température est calculée par TRNSYS) et de l'isolant séparant l'UST de cette dernière ;
- la densité de flux de chaleur à la surface intérieure des tubes traversant l'UST, l'expression de cette dernière étant établie dans le sous-chapitre qui suit.

Densité de flux de chaleur entre volumes élémentaires

Les échanges de chaleur entre volumes élémentaires dépendent de leurs températures et de leurs résistances thermiques. Par exemple, selon l'axe x la densité de flux échangée entre le volume élémentaire (i, j, k) et ses voisins s'écrit :

$$\varphi_{i+\frac{1}{2},j,k} = \frac{T_{i,j,k} - T_{i+1,j,k}}{R_{i+\frac{1}{2},j,k}} \quad \text{et} \quad \varphi_{i-\frac{1}{2},j,k} = \frac{T_{i-1,j,k} - T_{i,j,k}}{R_{i-\frac{1}{2},j,k}} \quad (82)$$

où $R_{i+\frac{1}{2},j,k}$ et $R_{i-\frac{1}{2},j,k}$ sont les résistances thermiques, fonction de la conductivité thermique du volume élémentaire considéré et de ses dimensions. Par exemple :

$$R_{i+\frac{1}{2},j,k} = \frac{\Delta x_{i+1,j,k}}{2} \frac{1}{\lambda_{i+1,j,k}} + \frac{\Delta x_{i,j,k}}{2} \frac{1}{\lambda_{i,j,k}} \quad (83)$$

Densité de flux de chaleur aux parois

Les parois autres que la paroi captatrice sont considérées comme adiabatiques et les flux de chaleur y sont donc nuls.

Tableau 18 : Positions des parois adiabatiques

Positions	x=ec	y=0	y=lc/2	z=0	z=H
Densités de flux nulles	$\varphi_{i,j+1/2,k}$	$\varphi_{i-1/2,j,k}$	$\varphi_{i+1/2,j,k}$	$\varphi_{i,j,k-1/2}$	$\varphi_{i,j,k+1/2}$

4 Modélisation de l'échange convectif entre l'air et la paroi des tubes cylindriques

La modélisation de l'échange convectif entre l'air et la paroi interne des tubes cylindriques traversant l'UST, dépend du régime d'écoulement d'air, de la température de paroi du tube et de celle de l'air. La densité du flux de chaleur échangé s'exprime classiquement selon la loi de Newton :

$$\varphi_{conv} = h_{conv}(T_{air} - T_{surf}) \quad (84)$$

où T_{surf} est la température de surface interne du tube. Le coefficient de convection h_{conv} est calculé à partir du nombre de Nusselt, qui peut être déterminé de deux façons, comme expliqué à la sous-partie 4.2 .

4.1 Maillage des tubes

Les tubes sont modélisés en une dimension selon l'axe z. Le maillage des tubes est généré de telle manière à coïncider avec le maillage vertical de l'UST. Ce dernier est constitué d'un nombre n_z de mailles verticales régulières. La température d'entrée d'une maille est notée $T_{air,k-1/2}$ et celle de sortie $T_{air,k+1/2}$, (Figure 73).

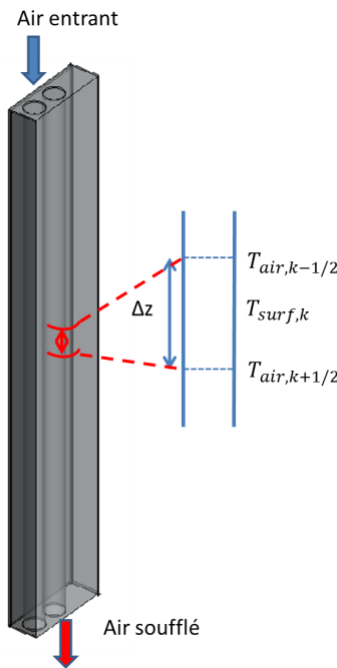


Figure 73 : Maillage au sein d'un des tubes de l'UST

La température de surface du tube de la k-ième maille, $T_{surf,k}$ est calculée comme étant la moyenne des valeurs des températures des volumes élémentaires constituant la paroi du tube à cette hauteur.

4.2 Calcul du coefficient de convection

Le coefficient de convection est calculé à partir du nombre de Nusselt, Nu , du diamètre hydraulique du tube, D_h et de la conductivité thermique de l'air, λ_{air} :

$$h_{conv} = \frac{Nu \lambda_{air}}{D_h} \quad (85)$$

Le nombre de Nusselt peut être déterminé à partir d'une corrélation empirique propre au régime d'écoulement considéré (laminaire, transitoire ou turbulent, et établi ou non établi) et à la nature du fluide, ou à partir d'abaques. Le régime d'écoulement est renseigné par la valeur du nombre de Reynolds qui s'exprime, pour un tube cylindrique, par :

$$Re = \frac{v_m D_h}{\nu} \quad (86)$$

Au sein du mur capteur, le régime d'écoulement d'air est laminaire, le nombre de Reynolds étant toujours inférieur à 2300.

Les corrélations empiriques permettent de calculer un nombre de Nusselt moyen, nommé $Nu_{z'}$, et donc un coefficient de convection moyen sur une longueur de tube considérée z' . Au contraire, le nombre de Nusselt déterminé à partir d'abaques est local, nommé $Nu(z')$ au point z' , et la valeur du coefficient de convection alors déduite est elle aussi locale.

Le modèle nécessite de calculer la valeur du coefficient de convection moyen et donc la valeur du nombre de Nusselt moyen pour chaque maille. Ceci est possible aussi bien à partir de nombres de Nusselt moyens calculés sur deux longueurs différentes, ou à partir de valeurs du nombre de Nusselt local. Les deux méthodes sont présentées ci-après, et comparées.

Pour la maille k délimitée par les longueurs de tube z' et z'' , on nomme le coefficient de convection moyen de la maille h_k et le nombre de Nusselt moyen de la maille Nu_k .

4.2.1 Coefficient de convection pour une maille k à partir de l'expression du nombre de Nusselt moyen en régime laminaire

Le coefficient de convection moyen d'une maille k est calculé à partir de l'équation suivante, dont le développement est présenté en Annexe K :

$$h_k = \frac{1}{(z'' - z')} (z'' h_{z''} - z' h_{z'}) \quad (87)$$

. Les coefficients de convection moyens pour les longueurs z' et z'' sont exprimés par :

$$h_{z''} = \frac{Nu_{z''} \lambda_{air}}{D_h} \text{ et } h_{z'} = \frac{Nu_{z'} \lambda_{air}}{D_h} \quad (88) \text{ et } (89)$$

L'expression du nombre de Nusselt moyen pour une longueur de tube z' est obtenue à partir de l'équation de Kays (Sacadura, 1993):

$$Nu_{z'} = 3,66 + \frac{0,104 \left(\frac{Re Pr D_h}{z'} \right)}{1 + 0,016 \left(\frac{Re Pr D_h}{z'} \right)^{0,8}} \quad (90)$$

où Pr est le nombre de Prandtl.

4.2.2 Coefficient de convection pour une maille k à partir de valeurs du nombre de Nusselt local en régime laminaire

Le coefficient de convection moyen d'une maille k est déterminé à partir du nombre de Nusselt moyen pour cette maille :

$$h_k = \frac{Nu_k \lambda_{air}}{D_h} \quad (91)$$

Ce nombre de Nusselt moyen est défini comme étant la moyenne des valeurs des nombres de Nusselt locaux calculés à ses bornes z' et z'' :

$$Nu_{z' \rightarrow z''} = \frac{Nu(z') + Nu(z'')}{2} \quad (92)$$

Enfin, le nombre de Nusselt local en z' (ou z'') est défini par interpolation linéaire des valeurs de l'abaque de Hornbeck aux points x_1 et x_2 encadrant z' :

$$Nu(z') = \frac{Nu(x_1) - Nu(x_2)}{x_1 - x_2} z' + \frac{x_1 Nu(x_2) - x_2 Nu(x_1)}{x_1 - x_2} \quad \text{avec} \quad x_1 \leq z' < x_2 \quad (93)$$

4.2.3 Comparaison des valeurs des coefficients de convection pour une maille k calculées selon les 2 méthodes

Le coefficient de convection pour la maille k a été calculé à l'aide des deux méthodes précédemment exposées. Les résultats sont comparés à la Figure 74 pour quatre hauteurs Δz de maille : 5 mm, 1 cm, 2,5 cm et 5 cm. Les valeurs obtenues à l'aide des deux méthodes sont très proches, et ce indépendamment du maillage. La méthode retenue et utilisée dans le modèle est celle basée sur l'expression du Nusselt moyen de Kays.

4.3 Détermination de la quantité de chaleur échangée par convection à l'intérieur des tubes traversant l'UST

Connaissant le coefficient de convection, on peut déterminer la densité de flux transmise à l'air pour une maille donnée. On peut alors en déduire la quantité de chaleur qui y est échangée par convection en multipliant par la surface de la maille et la durée de l'échange.

On définit la température de l'air circulant dans la maille k durant une durée dt (pas de temps de l'itération temporelle) comme étant égale à la température en entrée de cette maille, $T_{air,k-1/2}$, telle que défini à la Figure 73. La quantité de chaleur échangée avec la paroi du tube s'exprime alors :

$$E_{UST \rightarrow Air,k} = h_k (T_{surf,k} - T_{air,k-1/2}) dS dt \quad (94)$$

Par ailleurs, pour chaque maille la quantité de chaleur fournie à l'air correspond au préchauffage de cet air :

$$E_{chauffe} = \dot{q}_{air} \rho_{air} C_{p,air} (T_{air,k+1/2} - T_{air,k-1/2}) dt \quad (95)$$

À partir des deux équations précédentes et par application du principe de conservation de l'énergie, la température de l'air en sortie de maille, $T_{air,k+1/2}$, peut être déterminée :

$$T_{air,k+1/2} = \left(1 - \frac{2h_{conv}\Delta z}{u_{air}r_{tube}\rho_{air}C_{p,air}}\right) T_{air,k-1/2} + \frac{2h_{conv}\Delta z}{u_{air}r_{tube}\rho_{air}C_{p,air}} T_{surf,k} \quad (96)$$

en posant que le débit \dot{q}_{air} est égal à la vitesse d'air moyenne, u_{air} , multipliée par la surface de la section et que la surface de la maille est égale au périmètre de la section du tube multiplié par la longueur Δz de la maille :

$$\dot{q}_{air} = u_{air} \pi r_{tube}^2 \quad (97)$$

$$dS = 2 \pi r_{tube} \Delta z \quad (98)$$

À noter que la température en entrée de la première maille correspond à la température de l'air entrant dans l'UST et la température en sortie de la dernière maille, n_z , correspond à la température d'air soufflée :

$$T_{air,1-1/2} = T_{air\ entrant} \quad (99)$$

$$T_{air,n_z+1/2} = T_{air\ soufflé} \quad (100)$$

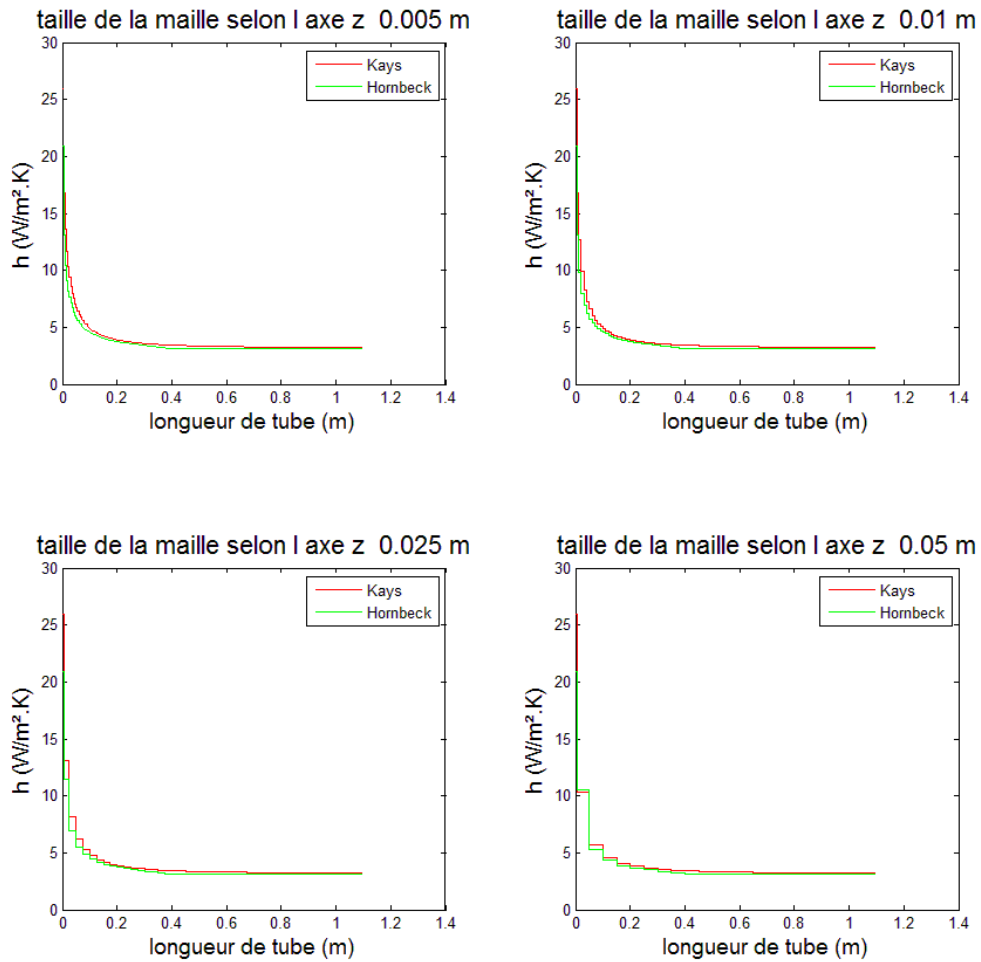


Figure 74 : Nombre de Nusselt pour chaque maille du tube calculé selon les 2 méthodes pour différentes tailles de maille

5 Discrétisation temporelle et algorithme

Les trois précédents sous-chapitres ont décrit les trois éléments constituant le modèle : l'élément mur capteur permettant de déterminer le flux reçu par la paroi captatrice, l'élément UST

modélisant les transferts thermiques dans l'UST, et l'élément échangeur air/UST permettant de calculer la quantité de chaleur échangée entre l'air et l'UST et la température d'air en sortie de l'UST. À présent, nous allons présenter la discrétisation temporelle de cet ensemble.

5.1 Intégration temporelle de l'équation de conservation de l'énergie appliquée à l'UST

L'intégration temporelle de l'Équation (81) selon un schéma implicite est fonction de la température et de l'enthalpie. Or, l'expression d'une de ces variables en fonction de l'autre n'est pas linéaire. Deux solutions ont alors été envisagées :

- approximer la fonction $h = f(T)$ en la segmentant en m fonctions partielles. La résolution du modèle à chaque pas de temps consiste alors à résoudre un système de n équations du premier ordre, où n est le nombre de volumes élémentaires. Toutefois cette méthode se confronte à la limite de mémoire de Matlab (limite de taille de matrice aux environs de 10000 par 10000). Pour le modèle développé, le nombre de volumes élémentaires est au minimum de 8700 dans le cas d'un maillage très large (de l'ordre du cm) et peut s'étendre à plus de 90000 volumes élémentaires, pour un maillage de 5mm*5mm*5mm ;
- itérer la résolution temporelle jusqu'à atteindre la convergence. Cette solution présente l'avantage de pouvoir définir la fonction $T=f(H)$ avec un polynôme de degré élevé à l'aide de la fonction de programmation *polyfit* de Matlab. On peut voir sur la Figure 75 que cette méthode approche avec précision les résultats du test DSC, dès lors que le polynôme est d'ordre supérieur ou égal à 30.

Étant donnée la contrainte sur le maillage imposée par la première solution, la seconde a été retenue. Ainsi, l'intégration temporelle de l'Équation (81) donne :

$$(h_{i,j,k}^{l,m}) = \frac{\Delta t}{\rho} A_{i,j,k}^{l,m-1} + h_{i,j,k}^{l-1} \quad (101)$$

où l désigne l'itération temporelle de Matlab pour le pas de temps de simulation pour le modèle de l'UST, Δt_{matlab} , et m le décompte d'itérations au sein d'un pas de temps. $A_{i,j,k}^{l,m-1}$ est un coefficient englobant l'ensemble des termes sources calculés à chaque itération au sein d'un même pas de temps :

$$A_{i,j,k}^{l,m-1} = \left(\varphi_{i-\frac{1}{2},j,k}^{l,m-1} - \varphi_{i+\frac{1}{2},j,k}^{l,m-1} \right) \frac{1}{\Delta x_{i,j,k}} + \left(\varphi_{i,j-\frac{1}{2},k}^{l,m-1} - \varphi_{i,j+\frac{1}{2},k}^{l,m-1} \right) \frac{1}{\Delta y_{i,j,k}} + \left(\varphi_{i,j,k-\frac{1}{2}}^{l,m-1} - \varphi_{i,j,k+\frac{1}{2}}^{l,m-1} \right) \frac{1}{\Delta z_{i,j,k}} \quad (102)$$

Exprimé sous forme vectorielle, l'Équation (74) devient :

$$[h^{l,m}] = \frac{\Delta t}{\rho} [A^{l,m-1}] + [h^{l-1}] \quad (103)$$

A un pas de temps donné, les variables dont le calcul est itéré ont pour valeurs initiales les valeurs de la variable au pas de temps précédent. Ainsi pour $A^{l,m=1}$ on a $A^{l,m=1} = A^{l-1}$.

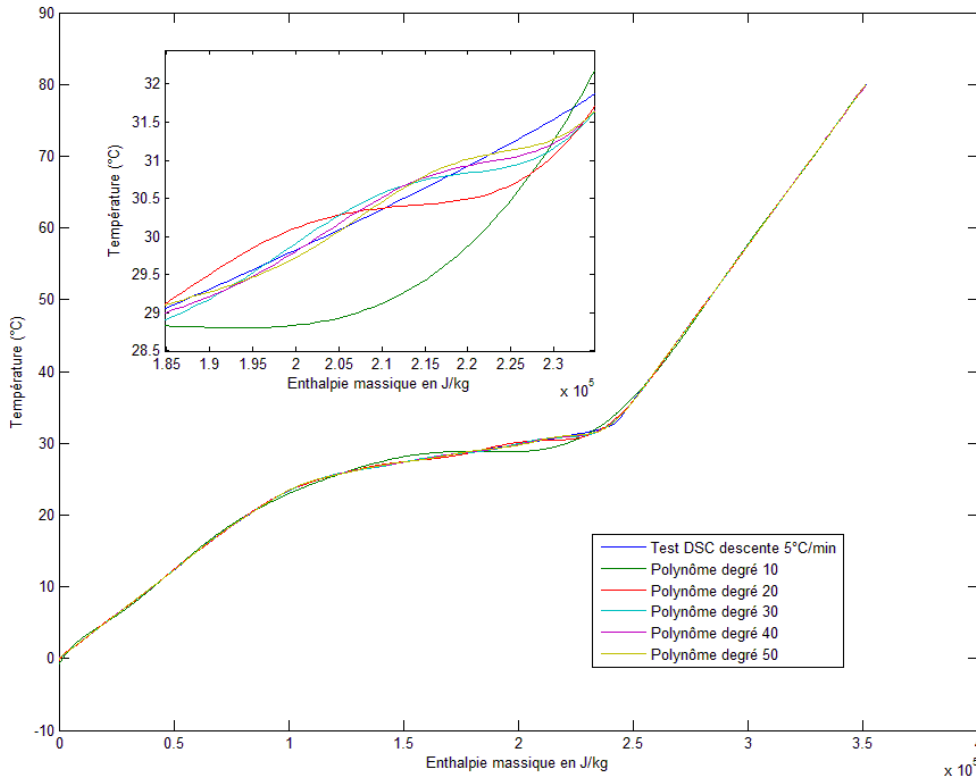


Figure 75 : Comparaison de la courbe obtenue à partir du test DSC et de fonctions polynômiales tracées pour différents degrés

5.2 Calcul de la température d'air en sortie de chaque maille des tubes de l'UST

La température d'air en sortie de chaque maille des tubes de l'UST s'exprime par :

$$T_{air,k+1/2}^{l,m} = \left(1 - \frac{2h_{conv}^{l,m=0} dz}{v_{air} r_i \rho_{air}^{l,m=0} C p_{air}^{l,m=0}} \right) T_{air,k-1/2}^{l-1} + \frac{2h_{conv}^{l,m=0} dz}{v_{air} r_i \rho_{air}^{l,m=0} C p_{air}^{l,m=0}} T_{surf,k}^{l,m} \quad (104)$$

Cette expression est définie à partir de l'égalité (Équation (105)) entre l'énergie fournie à l'air provenant de l'UST, sur une maille k (Équation (106)), et le préchauffage de l'air sur cette maille k (Équation (107)) :

$$E_{chauffe} = E_{UST \rightarrow Air} \quad (105)$$

$$E_{chauffe} = \dot{q}_{air}^l \rho_{air}^{l,m=0} C p_{air}^{l,m=0} (T_{air,k+1/2}^{l,m} - T_{air,k-1/2}^{l-1}) dt \quad (106)$$

$$E_{UST \rightarrow Air} = h_{conv}^{l,m=0} (T_{surf,k}^{l,m} - T_{air,k-1/2}^{l-1}) dS dt \quad (107)$$

Le développement se fait en posant:

$$\dot{q}_{air}^l = v_{air} \pi r_i \quad (108)$$

et :

$$dS = 2\pi r_i dz \quad (109)$$

Le coefficient de convection ainsi que les propriétés thermophysiques de l'air sont supposées constantes au cours des itérations sur un même pas de temps. Cette approximation permet de réduire significativement les temps de calcul (par exemple, le calcul du coefficient de convection représente plus de 10% du temps de calcul d'une itération). Les variations de ces grandeurs au cours d'un même pas de temps sont très faibles.

5.3 Couplage entre TRNSYS et le modèle de mur capteur

L'objectif est d'intégrer le modèle de mur capteur développé au logiciel TRNSYS via le Type 155, qui permet de coupler TRNSYS et MATLAB. La valeur du pas de temps de TRNSYS utilisée lors de la simulation thermique dynamique d'un bâtiment sur une période de plusieurs jours, nommé Δt_{trnsys} , est de l'ordre de la minute au moins. Celle-ci est supérieure à la valeur du pas de temps utilisé pour simuler les transferts thermiques dans l'UST, nommé Δt_{matlab} , qui est de l'ordre de la seconde ou moins. Lors d'une itération temporelle t de la simulation avec TRNSYS, le type 155 exécute donc le modèle avec MATLAB en lui fournissant les valeurs météorologiques d'entrée. Le modèle exécute alors une simulation sur la durée Δt_{trnsys} avec son pas de temps Δt_{matlab} . Il y a donc autant de simulations à l'aide du modèle de mur capteur, qu'il y a d'itération temporelle dans la simulation réalisée avec TRNSYS.

Les entrées du modèle de mur capteur, à savoir la température d'air extérieur, le rayonnement solaire, et le débit d'air, sont considérés constants pendant la durée Δt_{trnsys} . De ce fait, le flux en paroi captatrice qui dépend de ces entrées est calculé une seule fois par pas de temps de TRNSYS.

La sortie du modèle de mur capteur qui est la température d'air soufflée s'exprime par :

$$T_{air\ soufflé}^t = \frac{\sum_{i=1}^l \Delta t_{matlab}^i T_{air\ soufflé}^i}{\Delta t_{trnsys}} \quad (110)$$

Cette expression résulte de l'égalité entre la somme de l'énergie fournie à l'air à chaque itération temporelle du modèle MATLAB, E_{air}^i (Équation (111)), et l'énergie fournie à l'air durant une itération temporelle du modèle TRNSYS, E_{air}^t (Équation(112)) :

$$E_{air}^i = \rho_{air}^i C p_{air}^i \Delta t_{matlab}^i (T_{air\ soufflée}^i - T_{air\ entrant}^i) \quad (111)$$

$$E_{air}^t = \rho_{air}^t C p_{air}^t \Delta t_{trnsys} (T_{air\ soufflée}^t - T_{air\ entrant}^t) \quad (112)$$

On obtient alors :

$$E_{air}^t = \sum_{i=1}^l E_{air}^i = \sum_{i=1}^l \rho_{air}^i C p_{air}^i \Delta t_{matlab}^i (T_{air\ soufflée}^i - T_{air\ entrant}^i) \quad (113)$$

En supposant le produit $\rho_{air}^i C p_{air}^i$ constant pour chaque itération t , on a $\rho_{air}^i C p_{air}^i = \rho_{air}^t C p_{air}^t$. Ceci est justifié car les valeurs sont très proches pour une durée supérieure au pas de temps de TRNSYS. On pose alors :

$$\Delta t_{trnsys} = \sum_{i=1}^l \Delta t_{matlab}^i \quad (114)$$

$$E_{air}^t = \rho_{air}^i C p_{air}^i \left(\sum_{i=1}^l (\Delta t_{matlab}^i T_{air\ soufflée}^i) - \Delta t_{trnsys} T_{air\ entrant}^t \right) \quad (115)$$

5.4 Algorithme du modèle

La Figure 76 présente l'algorithme du modèle de mur capteur avec l'ensemble des étapes de calcul ainsi que les interconnexions entre celui-ci et le modèle de bâtiment simulé avec TRNSYS. Ces étapes ont été décrites dans les sous-parties précédentes et quelques remarques peuvent être émises :

- en cas de non convergence de la simulation suite aux itérations successives au cours d'un même pas de temps l , celui-ci est réduit jusqu'à obtenir la convergence ;
- l'état énergétique du mur capteur, caractérisé par la température et l'enthalpie de chaque volume élémentaire, et la température d'air à chaque maille des tubes, sont enregistrées à chaque fin d'exécution du modèle de mur capteur. Ce dernier est ouvert et fermé à chaque pas de temps de TRNSYS ;
- enfin, la génération du maillage et les données correspondantes (nombre de maille suivant chaque axe, et dimensions des mailles), ainsi que la fonction $h=f(T)$ définie à partir des tests DSC, sont des données propres au modèle, définies avant l'exploitation du modèle par TRNSYS.

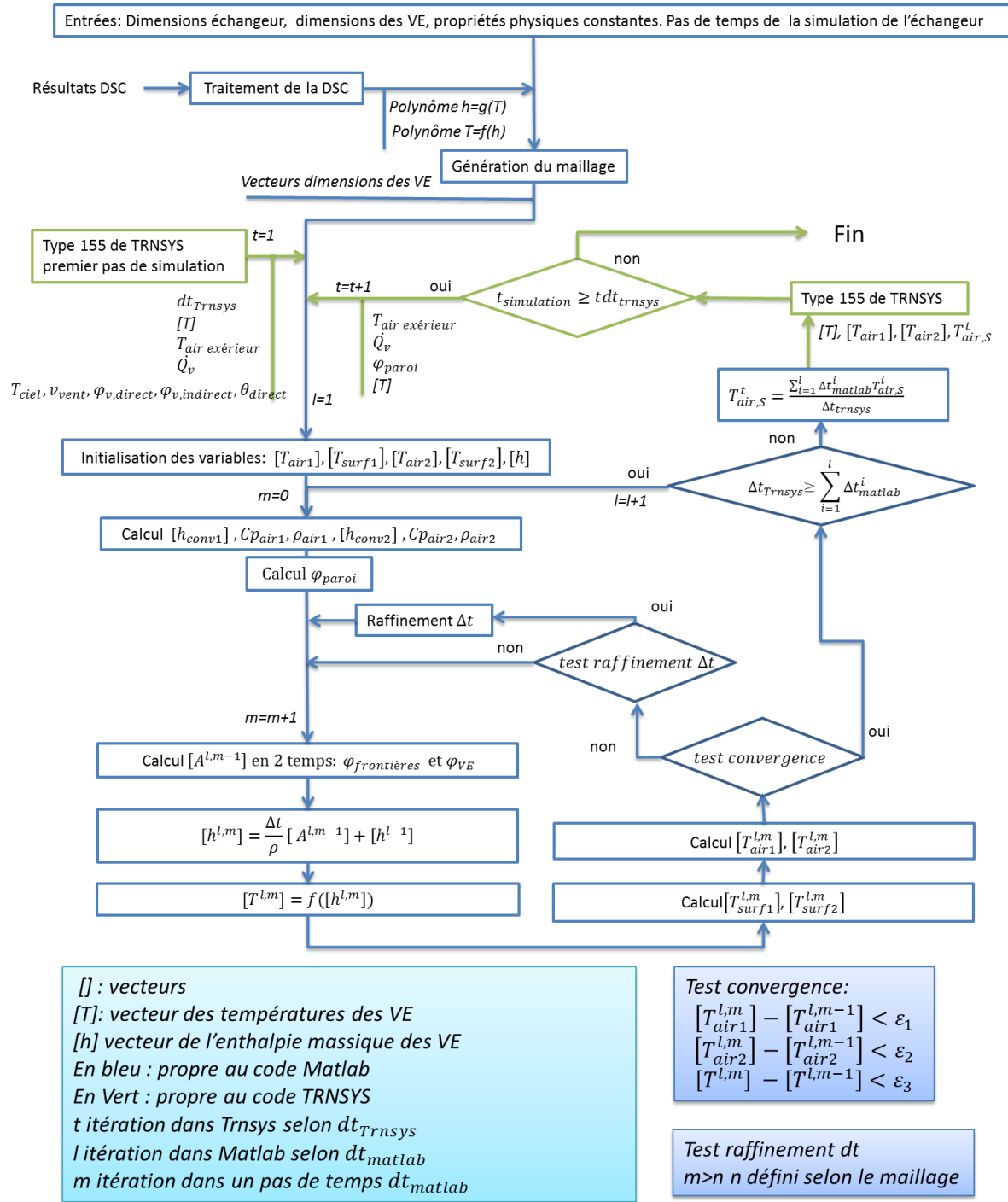


Figure 76: Algorithme du modèle de mur capteur développé et interconnexions avec le logiciel TRNSYS via le Type 155

6. Sensibilité des résultats du modèle de mur capteur au maillage

La sensibilité des résultats du modèle de mur capteur au maillage a été étudiée. Le maillage est défini par la dimension des mailles dans le plan horizontal, avec $\Delta x = \Delta y$ et la dimension Δz selon la verticale.

Pour chaque taille de maille testée, des calculs ont été réalisés, d'une part, pour une décharge à température et débit constants et, d'autre part, pour une charge à puissance constante, dans un premier temps sans décharge simultanée.

6.1 Sensibilité des résultats du modèle au maillage dans le plan horizontal

6.1.1 Cas de la décharge

La décharge est simulée pour les conditions suivantes :

- un débit d'air de $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$;
- une température d'air en entrée de l'UST de 10°C ;
- une température initiale du MCP de 35°C .

La taille de maille selon la verticale est constante, égale à $\Delta z = 0,01 \text{ m}$. Dans le plan horizontal, selon les axes x et y, quatre tailles de maille sont testées, à savoir 0,004, 0,005, 0,01 et 0,02 m. Les résultats de cette étude de sensibilité sont présentés à la Figure 77 et à la Figure 78.

Concernant la température de l'air soufflé en sortie d'UST (Figure 77), les valeurs obtenues pour $\Delta x = \Delta y = 0,004 \text{ m}$ et $0,005 \text{ m}$ sont très proches. Les valeurs obtenues pour $0,01 \text{ m}$ sont encore relativement proches de celles obtenues pour $0,004 \text{ m}$, la différence de température n'excédant pas $0,2^\circ\text{C}$.

Concernant l'enthalpie totale de l'UST, en prenant arbitrairement $h=0$ à 0°C (Figure 78), la différence d'énergie fournie à l'air entre le maillage $\Delta x = \Delta y = 0,01 \text{ m}$ et celui de $0,004 \text{ m}$ est de 1 kJ après 10 heures de simulation, ce qui représente à peu près $0,1\%$ de l'énergie considérée.

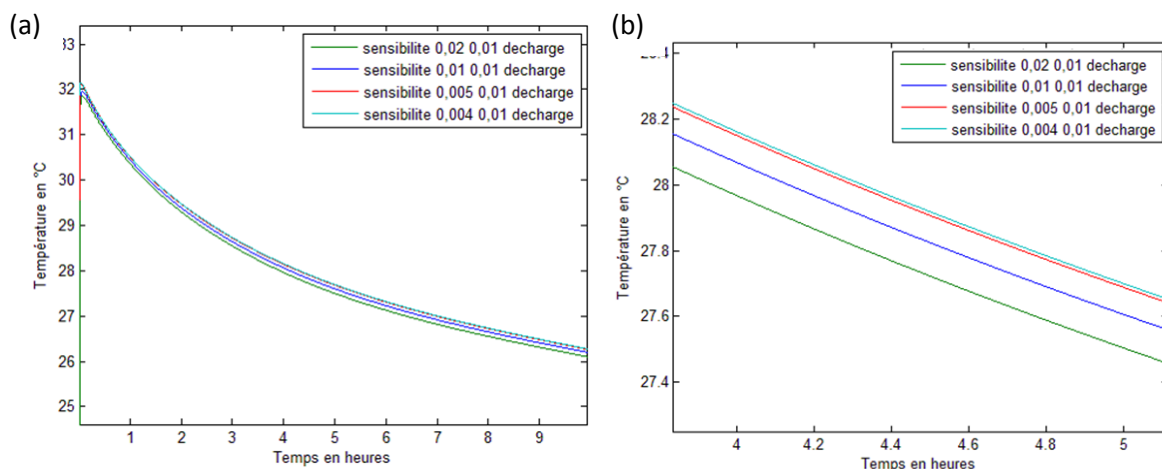


Figure 77 : (a) Température d'air soufflé en sortie d'UST pour différentes tailles de mailles (première valeur correspondant à Δx et Δy) (b) idem pour Δz

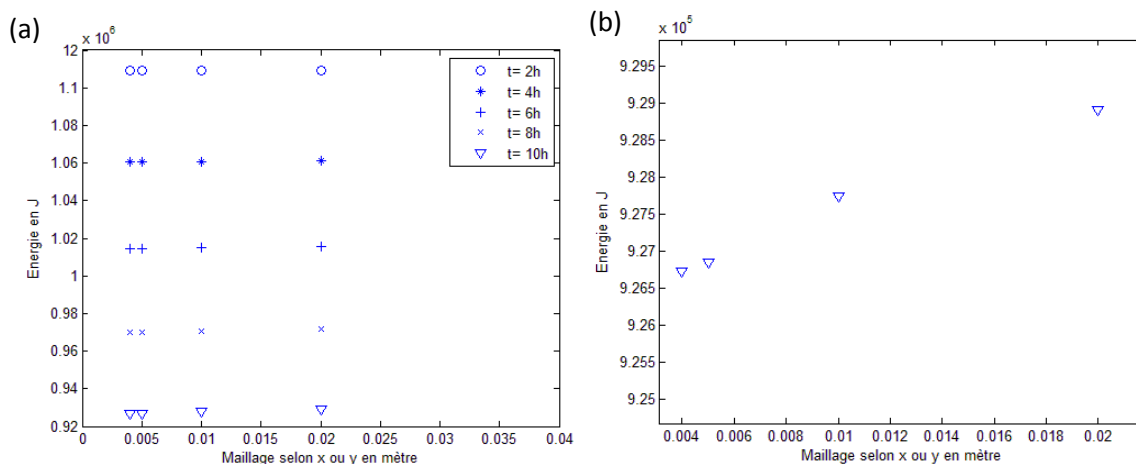


Figure 78 : (a) Énergie stockée dans l'UST à différents instants de simulation pour un maillage variable selon x et y et fixe selon z (0,01 m) ; (b) Zoom sur l'énergie stockée après 10 heures de simulation

6.1.2 Cas de la charge

Dans le cas de la charge, sans décharge simultanée, on impose au modèle un débit d'air nul. De ce fait, la sensibilité est cette fois-ci étudiée en comparant la température du MCP en 20 points au sein de l'UST. L'ensemble des résultats obtenus sont présentés à l'Annexe L. À titre d'exemple, les valeurs de température obtenues en deux de ces points sont présentées à la Figure 80 et la Figure 81. Les deux points considérés sont situés sur le même plan horizontal, plus ou moins éloignés de la paroi captatrice (Figure 79). La simulation a été réalisée pour une température initiale du MCP de 15°C , une puissance imposée en paroi captatrice de 300W et une taille de maille selon la verticale $\Delta z = 0,01\text{ m}$.

Les valeurs des températures et d'énergie obtenues pour les maillages les plus fins sont très proches, même si les écarts observés sont plus importants que dans le cas de la décharge. Ils restent toutefois inférieurs à $0,5^{\circ}\text{C}$ entre le maillage $\Delta x = \Delta y = 0,01\text{ m}$ et celui de $0,004\text{ m}$.

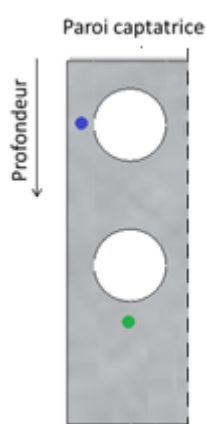


Figure 79: Position des points proches et éloignés de la paroi captatrice utilisés pour l'étude de sensibilité du modèle au maillage

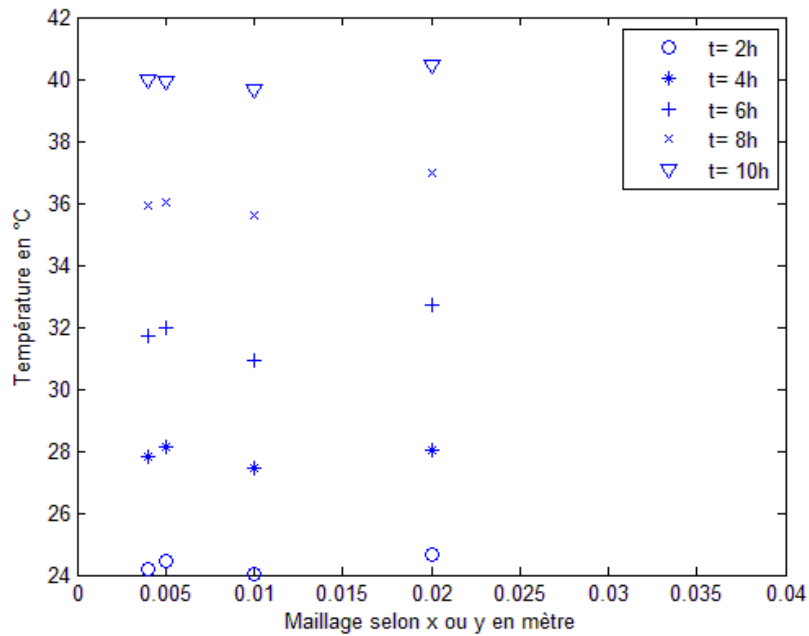


Figure 80 : Température à différents instants de simulation en un point du MCP proche de la paroi captatrice pour un maillage variable selon x et y, et fixe selon z (0,01 m)

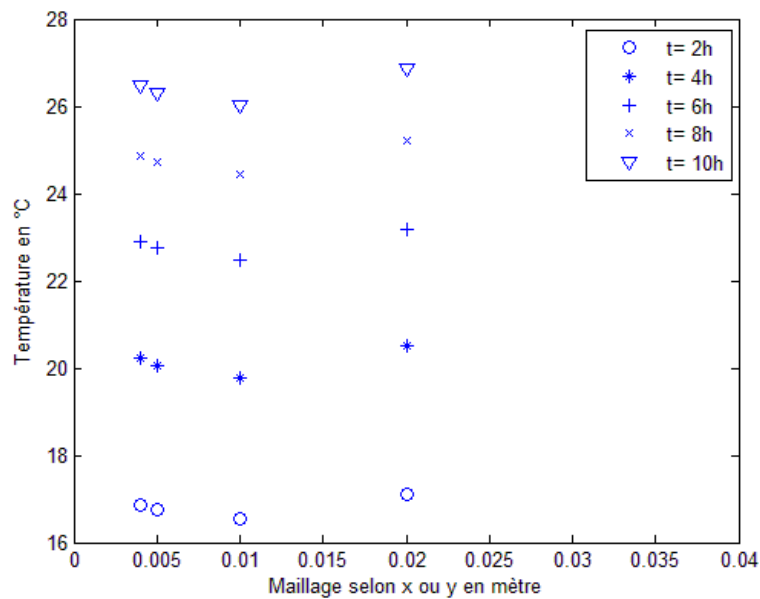


Figure 81 : Température à différents instants de simulation en un point du MCP plus éloigné de la paroi captatrice pour un maillage variable selon x et y, et fixe selon z (0,01 m)

6.2 Sensibilité des résultats du modèle au maillage selon l'axe vertical z

6.2.1 Cas de la décharge

Les simulations réalisées sont identiques à celles de l'étude de la sensibilité au maillage dans le plan horizontal. Cette fois, la taille de maille dans le plan horizontal est fixée à $\Delta x = \Delta y = 0,005$ m,

soit l'un des maillages les plus fins étudiés précédemment. 6 valeurs de taille de maille selon la verticale sont testées, à savoir $\Delta z = 0,0075 \text{ m}$, $0,01 \text{ m}$, $0,02 \text{ m}$, $0,04 \text{ m}$, $0,06 \text{ m}$, et $0,07 \text{ m}$.

La comparaison des températures d'air en sortie d'UST pour les différents maillages est présentée à la Figure 82. On observe que pour une taille de maille inférieure à $\Delta z = 0,02 \text{ m}$, les valeurs obtenues sont très proches, présentant moins de $0,1^\circ\text{C}$ d'écart. La Figure 83 présente les résultats obtenus en termes d'énergie récupérée par l'air à différents instants de simulation et pour différentes tailles de mailles Δz . Les différences observées sont faibles, atteignant seulement 10^4 J , soit environ 1% de l'énergie totale échangée. Par conséquent, il ne semble pas nécessaire de descendre à des tailles de mailles inférieures à $0,01 \text{ m}$.

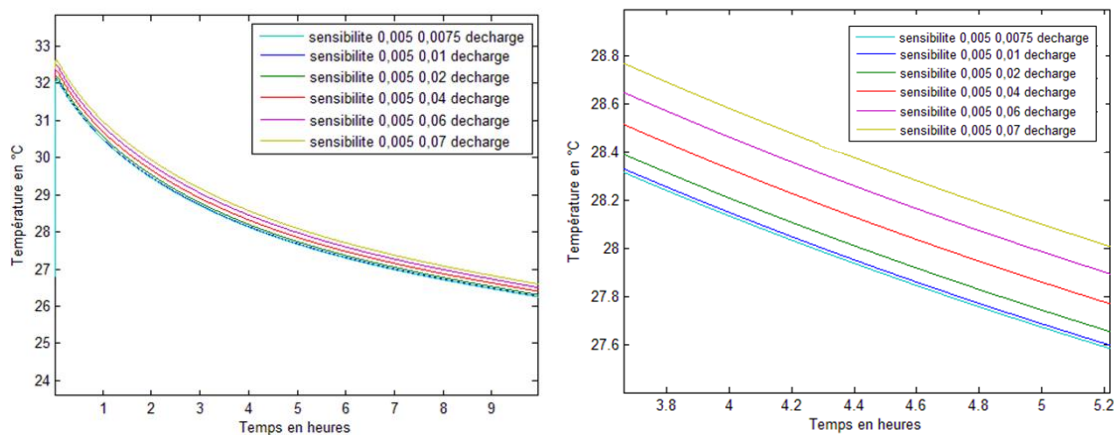


Figure 82 : Température d'air soufflé en sortie d'UST pour différentes tailles de mailles (première valeur correspondant à Δx et Δy , seconde à Δz)

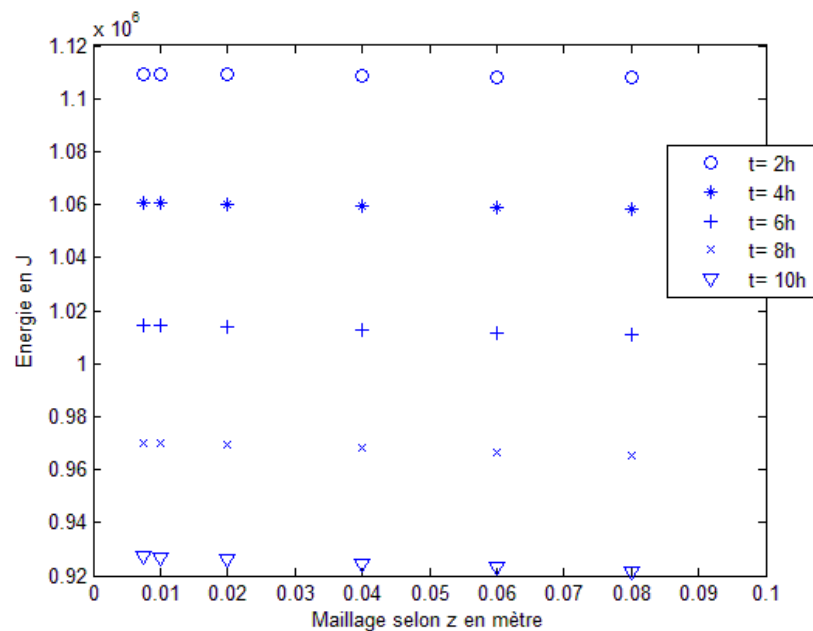


Figure 83 : Énergie récupérée par l'air traversant l'UST à différents instants de simulation dans le cas de la décharge pour un maillage fixe selon x et y ($0,005 \text{ m}$) et variable selon z

6.2.2 Cas de la charge

La procédure employée est identique à celle exposée à la sous-partie 6.1.2. La Figure 84 et la Figure 85 présentent les résultats de température en deux points du MCP. Il apparaît que la taille du maillage selon l'axe vertical z n'influe en rien les valeurs de température du MCP pendant la charge. Ce constat s'explique par le fait que le flux de chaleur se situe essentiellement dans le plan horizontal.

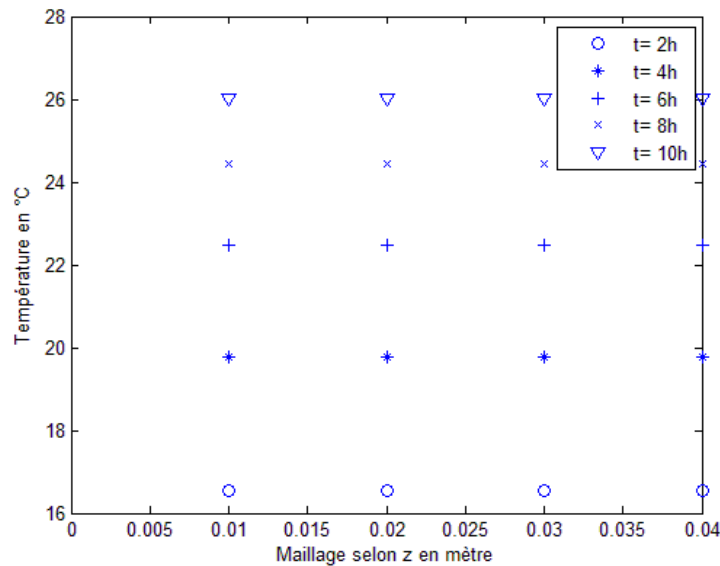


Figure 84 : Température à différents instants de simulation en un point du MCP proche de la paroi captatrice pour un maillage fixe selon x et y (0,005 m), et variable selon z

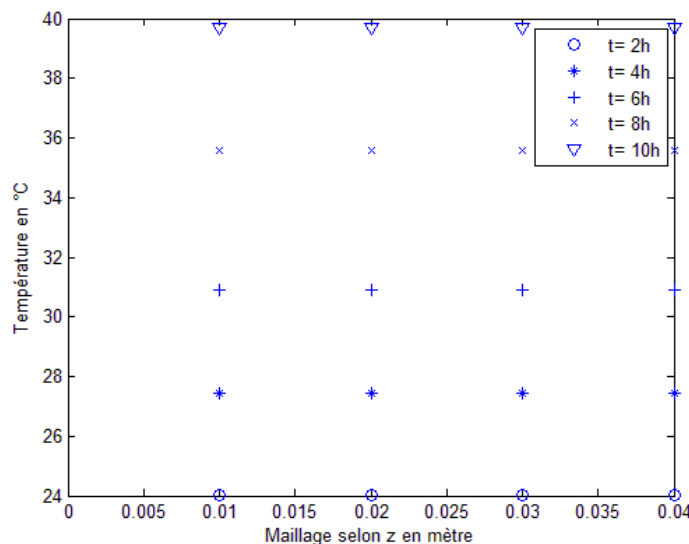


Figure 85 : Température à différents instants de simulation en un point du MCP plus éloigné de la paroi captatrice pour un maillage fixe selon x et y (0,005 m), et variable selon z

6.3 Choix du maillage

Concernant la taille de maille dans le plan horizontal, une taille de maille de 5 mm semble suffisante que ce soit dans les cas de la charge ou de la décharge. En effet, pour des tailles de mailles inférieures les résultats ne varient plus de manière significative.

La taille de maille selon la verticale semble pouvoir être plus importante sans que les résultats n'en soient affectés. Nous retenons donc une taille de maille de 1 cm.

Ainsi, le maillage généré pour la modélisation du mur capteur est défini par une taille de maille de 0,005 mm dans le plan horizontal et de 1 cm selon la verticale.

Le principal résultat attendu du modèle étant la température d'air en sortie de l'UST, non accessible dans le cas de la charge seule, nous avons étendu cette étude de sensibilité au maillage au cas de la charge et décharge simultanées. Ce cas est présenté au chapitre 4 section 8, mais la Figure 86 en présente quelques résultats. On peut observer qu'un maillage moins raffiné ($\Delta x = \Delta y = \Delta z = 1$ cm) ne conduit pas à un écart de température d'air de sortie important par rapport aux résultats obtenus avec le maillage de référence (courbe rouge sur la Figure 86, masquée par la courbe verte). Par ailleurs, on peut aussi voir qu'un raffinement selon l'axe vertical (courbe verte) donne des résultats identiques à ceux obtenus avec le maillage de référence.

Dès lors le maillage défini par une taille de 0,005 m dans le plan horizontal et de 0,01 m selon la verticale, composé de 42120 volumes élémentaires, est retenu pour les simulations. Toutefois, nous n'excluons pas un maillage un plus lâche, défini par $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 0,01$ m, qui est composé de 15120 volumes élémentaires seulement et permet donc de réduire significativement les temps de calcul, le nombre de nœuds étant trois fois plus faible.

Enfin, il est à noter que le maillage de l'UST complet n'est pas totalement uniforme puisque les mailles composant les parois d'acier sont de taille inférieure dans le plan horizontal étant donné que l'acier a une épaisseur de 3 mm.

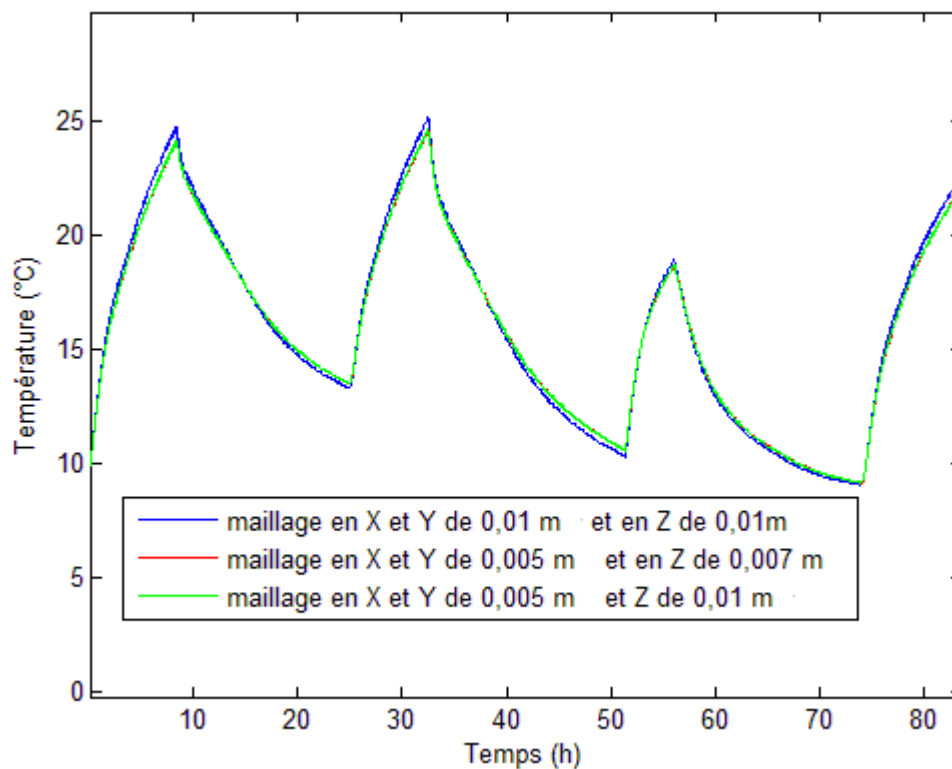


Figure 86 : Température d'air en sortie d'UST simulée pour trois tailles de mailles différentes dans le cas d'une charge et d'une décharge simultanées présentée au Chapitre 4 (note: les courbes rouge et verte sont confondues)

7 Conclusion

Ce chapitre a présenté la modélisation du prototype de mur capteur avec MCP. Ce modèle comporte trois parties qui correspondent aux trois modes d'échange thermique intervenant au sein de l'UST : le rayonnement en paroi, la conduction dans l'UST (en particulier dans le MCP), et les échanges convectifs avec l'air entrant. Ce modèle est couplé à TRNSYS dans le but d'évaluer la capacité de préchauffage de l'air entrant dans un bâtiment par le mur capteur/stockeur, et donc les économies d'énergie potentielles.

La modélisation du rayonnement incident et capté par la paroi, repose sur la modélisation de l'effet de serre en tenant compte des angles d'incidence, des propriétés optiques des vitrages, et des propriétés radiatives des différents éléments.

La modélisation des transferts thermiques dans l'UST et le MCP a nécessité de faire des choix et d'adopter des hypothèses simplificatrices. Les choix ont été notamment motivés par la nécessité d'avoir des temps de simulation modérés dans l'optique d'un couplage au logiciel TRNSYS. En premier lieu, seul un modèle 3D permet de représenter fidèlement l'architecture du prototype. Ensuite, le choix a été fait de modéliser un MCP non idéal afin de se rapprocher de la réalité. Par contre, pour des raisons de temps de calcul et de complexité du modèle, les équations de conservation de la masse et du mouvement n'ont pas été prises en compte. Il s'agit d'une hypothèse simplificatrice forte, mais souvent adoptée dans des modèles simplifiés.

Les coefficients convectifs de chaque maille, caractérisant l'échange entre l'UST et l'air sont évalués à partir d'une expression empirique. Les valeurs obtenues ont été validées à l'aide d'une seconde méthode d'évaluation basée sur les valeurs du coefficient local déterminées à l'aide d'abaques.

Les équations sont discrétisées par la méthode des volumes finis. La résolution est itérative à chaque pas de temps, le nombre de volumes élémentaires ne permettant pas une résolution matricielle du système d'équations.

Enfin, une étude de la sensibilité du modèle de mur capteur au maillage a été réalisée et un compromis entre précision et rapidité de calcul a été retenue.

La validation du modèle développé à partir de données expérimentales fait l'objet du chapitre suivant. Afin de disposer de données expérimentales satisfaisantes dans le cadre de cette validation, un second dispositif expérimental a été mis en place puis exploité en conditions environnementales maîtrisées et disposant d'une instrumentation densifiée. Le chapitre qui suit aborde à la fois la réalisation de ce dispositif expérimental, les résultats expérimentaux obtenus, et la confrontation de ces derniers aux résultats de simulation en vue de valider le modèle de mur capteur développé.

Chapitre 4

Expérimentations en environnement maîtrisé
et validation du modèle numérique

1 Introduction

Les résultats obtenus à l'aide du premier dispositif expérimental présenté au chapitre 2 n'ont pas permis de dresser des bilans énergétiques satisfaisants sur la cellule. En effet, la mesure du débit d'air circulant dans l'UST était rendue incertaine par les infiltrations d'air parasites dans la cellule.

De plus, les résultats expérimentaux obtenus à l'aide du premier dispositif ne permettent pas une confrontation pertinente aux résultats numériques du modèle de mur capteur développé. En particulier, la répartition du débit d'air dans les différents tubes traversant l'UST était hétérogène, et concentrée sur les colonnes centrales de l'UST. Sans mesure de débit dans chaque tube, la valeur du débit dans chaque colonne reste donc inconnue.

Ces constats ont motivé le développement d'un second dispositif expérimental, toujours à l'échelle 1, mais en conditions maîtrisées de laboratoire et non plus in situ. De plus, ce second dispositif est doté d'une instrumentation plus dense, avec notamment des mesures de température au sein même du MCP permettant d'en suivre l'évolution thermique.

Ce chapitre présente dans un premier temps le dispositif expérimental mis en place, puis les trois protocoles expérimentaux adoptés. Pour chaque protocole expérimental un résultat expérimental est détaillé. Plusieurs observations sont faites quant au comportement du MCP, notamment la formation et le développement de cellules convectives en son sein. Pour chaque essai réalisé, des simulations sont menées en parallèle pour lesquelles les entrées du modèle correspondent aux conditions expérimentales. Les résultats expérimentaux et numériques peuvent ainsi être comparés en termes de valeur de température et de bilan d'énergie.

2 Dispositif expérimental

2.1 Description du second dispositif expérimental développé

D'un point de vue structurel, le second prototype développé ne change pas fondamentalement par rapport au premier (chapitre 2, Section 2.2). Il s'agit d'une UST composée de plusieurs colonnes, chaque colonne étant remplie de MCP et traversée par 4 tubes à travers lesquels circule l'air neuf. Le premier dispositif comportait dix colonnes. Le second se limite à trois colonnes. La Figure 87 présente cette structure composée de trois colonnes. La réduction du nombre de colonnes permet d'éviter la distribution non homogène du débit d'air en entrée de colonnes.

Sur le premier prototype, des thermocouples avaient été placés dans les tubes à travers lesquels circule l'air, et ne donnaient pas de valeurs de la température du MCP. Sur ce second dispositif, des thermocouples sont placés au sein même du MCP, à l'intérieur des colonnes de l'UST. Ces mesures permettent ainsi une confrontation plus pertinente aux résultats des simulations. Ces mesures de température présentent aussi un intérêt pour dresser les bilans énergétiques et mieux appréhender le comportement du MCP, notamment les mouvements convectifs qui s'y développent.

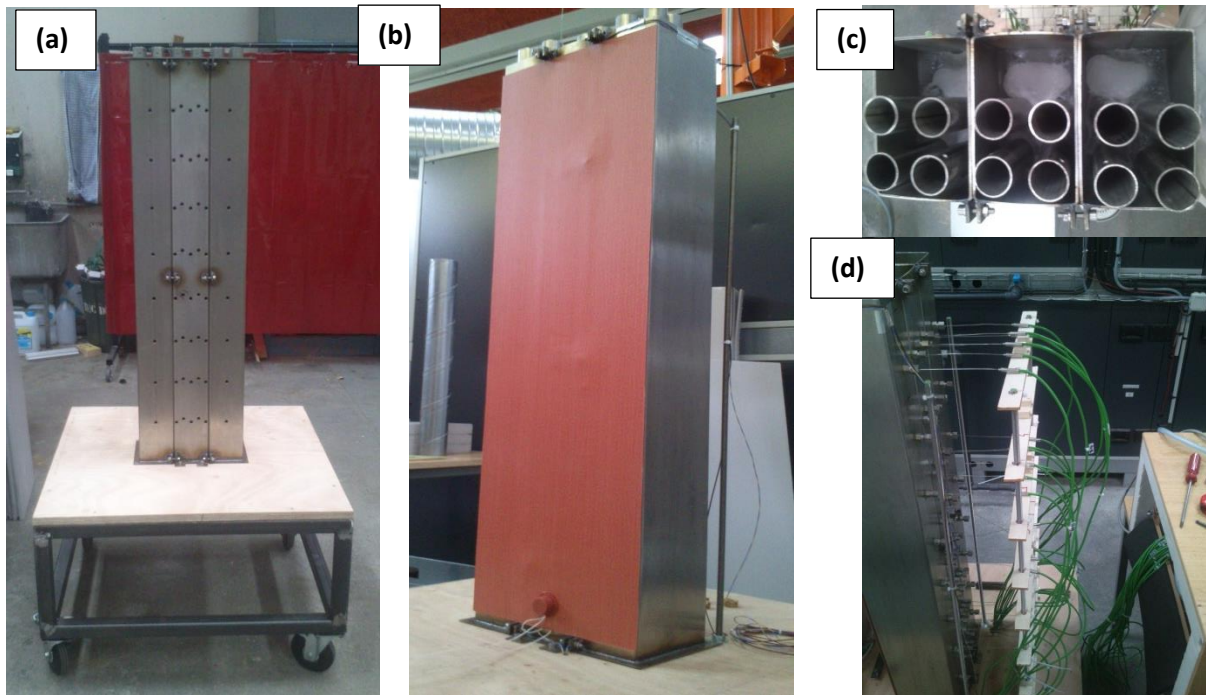


Figure 87 : Second dispositif expérimental développé. (a) Vue de la face arrière montrant les orifices destinés à l'introduction des thermocouples au sein du MCP ; (b) Vue de la face avant de l'UST montrant le film chauffant ; (c) Vue de dessus de l'UST ouvert et dont les colonnes sont remplies de MCP ; (d) Structure de maintien des thermocouples permettant leur introduction en face arrière

Le prototype est soumis à des conditions expérimentales maîtrisées permettant de reproduire des conditions environnementales réelles. Dans les conditions réelles, la paroi captatrice située en face avant de l'UST absorbe un flux de chaleur provenant du rayonnement solaire reçu à travers la vitre du mur capteur. Sur le dispositif, cet apport de chaleur est simulé à l'aide d'un film chauffant collé à la face avant de l'UST. Le débit d'air dans les tubes de l'UST est généré par un ventilateur d'extraction à vitesse variable. Enfin, la valeur de la température en entrée de l'UST est imposée en utilisant un échangeur air/glycol alimenté par un cryothermostat. À noter aussi que,

contrairement à une situation réelle, l'air y est asséché afin d'atteindre les températures d'air souhaitées sans risque de condensation dans l'échangeur (Figure 88).

La Figure 89 présente schématiquement le dispositif expérimental. On y retrouve les différents éléments mentionnés-ci-dessus, ainsi que la structure du réseau aéraulique. L'air est tout d'abord asséché, puis traverse l'échangeur air/glycol, entre dans le plenum supérieur de l'UST où il se répartit dans les 12 tubes de l'UST. L'air ressort de l'UST par le plenum inférieur, et enfin circule dans une conduite jusqu'au ventilateur. Le schéma précise également l'emplacement des différents capteurs utilisés.

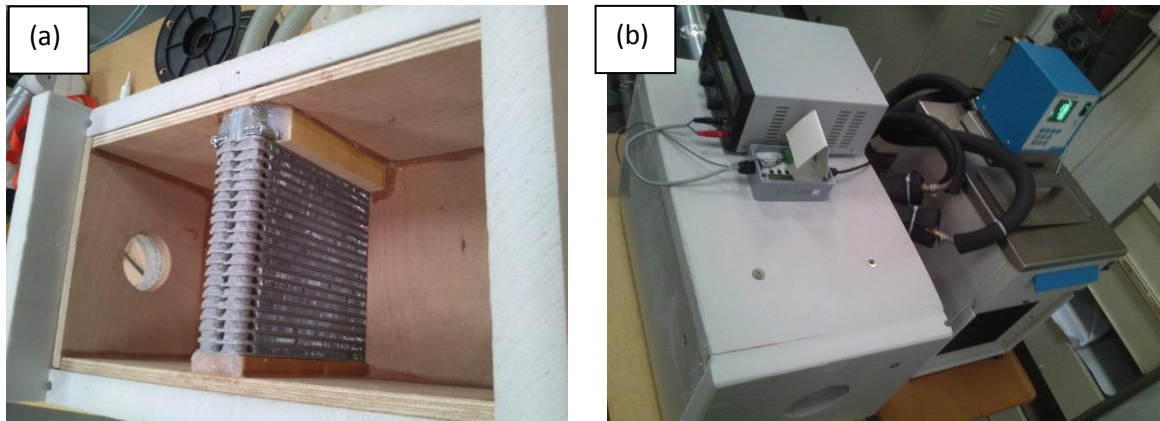


Figure 88 : (a) Échangeur à ailettes dans le caisson ouvert ; (b) Échangeur dans son caisson isolé et le cryothermostat utilisé pour réguler thermiquement le glycol qui circule dans l'échangeur. Au-dessus du caisson, l'alimentation 12 V et le potentiomètre connecté à l'anémomètre à film chaud

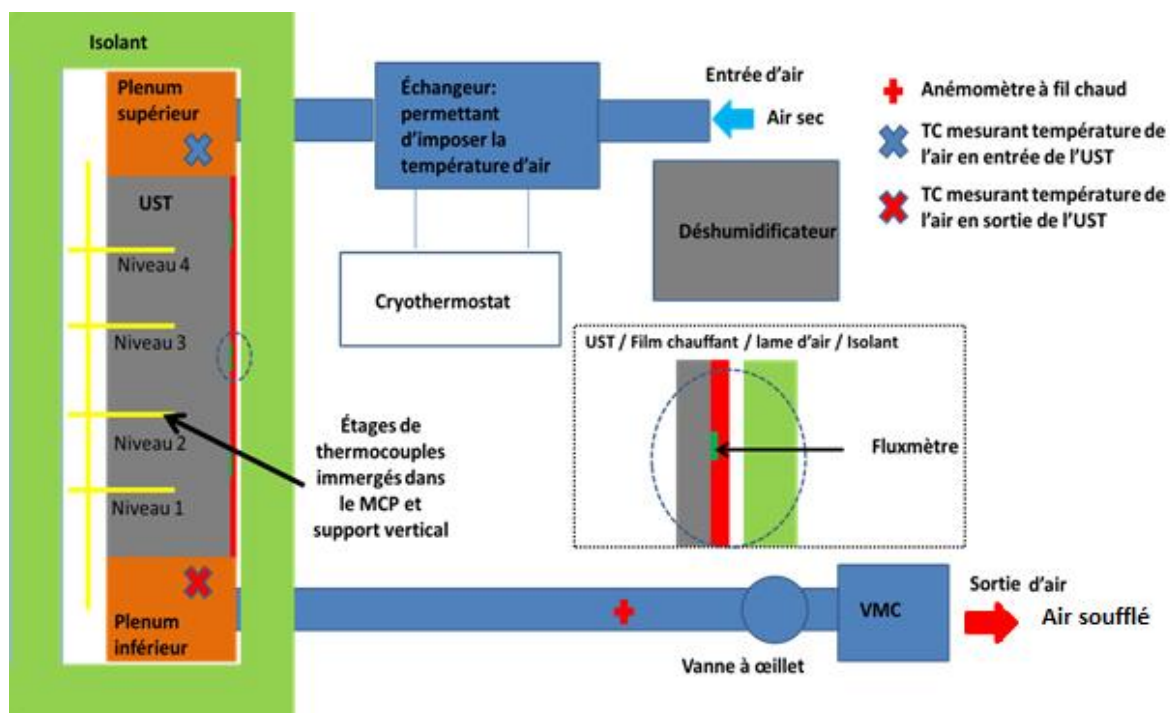


Figure 89: Schéma de principe hors échelle du dispositif expérimental

2.2 Instrumentation et incertitudes de mesure

Trois grandeurs physiques sont mesurées : le débit d'air, la température en différents points et le flux de chaleur à la paroi captatrice. Les mesures sont communiquées à une centrale d'acquisition Agilent reliée à un PC équipé du logiciel ProVee.

Le débit d'air est déterminé à partir de la vitesse mesurée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Afin de réaliser la mesure dans des conditions de régime d'écoulement établi, la longueur de la conduite de sortie est de 4,5 mètres, et le capteur est placé à 3 mètres¹¹ de celle-ci.

L'incertitude de mesure est calculée à partir d'une expression fournie par le constructeur. On obtient dans le cas d'un débit de $7,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ une incertitude de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et dans le cas d'un débit de $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ une incertitude de $1,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, soit respectivement 13% et 9 % du débit.

Des mesures de température sont réalisées en différents points : dans l'air en entrée et sortie de l'UST, au sein du MCP, sur les parois de l'UST et dans l'environnement extérieur du dispositif.

Ces mesures sont réalisées à l'aide de thermocouples de type K (chromel/alumel). Les soudures froides sont situées, avec la centrale d'acquisition, dans un caisson isolé et maintenu à température constante. Les thermocouples ont été préalablement étalonnés et l'incertitude de mesure a été évaluée entre 0,2 et 0,4°C selon les capteurs (Annexe M).

Les thermocouples utilisés pour la mesure de température d'air en entrée et en sortie sont placés au plus près des tubes de l'UST, dans les plenums supérieur et inférieur respectivement. Au sein du MCP, vingt mesures de température sont réalisées, à raison de cinq mesures pour quatre niveaux horizontaux (Figure 89). Quatre thermocouples ont été placés sur chaque face verticale de l'UST et quatre autres thermocouples mesurent la température ambiante de la pièce dans laquelle est situé le dispositif. La différence entre la moyenne de ces deux séries de mesures est exploitée dans l'objectif d'estimer les échanges de chaleur entre l'UST et son environnement.

Au cours du montage du dispositif, trois fluxmètres ont été placés entre le film chauffant et la paroi captatrice, afin d'évaluer la densité de flux de chaleur en paroi captatrice. Toutefois, les mesures fluxmétriques réalisées n'ont pas été pertinentes pour deux raisons techniques :

- une résistance thermique de contact causée par l'architecture du fluxmètre a perturbé les mesures, induisant une sous-estimation de la densité de flux de chaleur ;
- à l'inverse, la différence de conductivité thermique entre l'acier de la paroi captatrice et le cuivre des fluxmètres a entraîné une surestimation de la densité de flux de chaleur.

Par conséquent, la mesure de la puissance d'alimentation du film chauffant est exploitée dans le but d'estimer le flux de chaleur apporté par ce dernier à la paroi captatrice. La face avant de l'UST étant fortement isolée, le flux de chaleur transmis à la paroi captatrice a été estimé à 95% de la puissance d'alimentation du film chauffant, grâce au bilan énergétique de l'UST des expériences de charges.

¹¹ Ce rapport 2/3 aval, 1/3 amont est une recommandation du fabricant du capteur.

2.3 Caractérisation du dispositif expérimental

2.3.1 Détermination du coefficient de transmission thermique entre l'UST et son environnement

Afin de limiter l'influence de l'environnement sur les résultats des mesures, l'UST a été isolée à l'aide de plaques de polystyrène extrudé, séparées des faces de l'UST par une lame d'air d'épaisseur inférieure à 1 cm.

Les échanges de chaleur avec l'environnement peuvent être caractérisés par un coefficient de transmission thermique U global, défini par :

$$\varphi = U.S. (T_{\text{environnement}} - T_{\text{Parois_UST}}) \quad (116)$$

Ce coefficient U a, dans un premier temps, été estimé à une valeur théorique de $0,4 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Dans un second temps, Un essai expérimental a été mené afin de confirmer cette valeur. Cet essai a été réalisé de telle sorte que les seuls échanges de chaleur intervenant aient lieu entre l'UST son environnement (absence de circulation d'air). La valeur du coefficient de transmission thermique global a ainsi été évaluée expérimentalement à $0,42 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \pm 0.1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, soit une valeur proche de la valeur théorique.

2.3.2 Caractérisation des infiltrations d'air dans le circuit aéraulique

Malgré un soin particulier porté à l'étanchéité du circuit aéraulique, des infiltrations parasites demeurent, principalement entre la sortie de l'UST et la section de conduite où est effectuée la mesure du débit d'air. De ce fait, cette mesure surestime le débit d'air circulant dans l'UST. Ce dernier, que l'on nommera par la suite débit corrigé, s'exprime par :

$$\dot{q}_{\text{Air,corrigé}} = \dot{q}_{\text{Air,mesuré}}(1 - \tau_{\text{inf}}) \quad (117)$$

où τ_{inf} est le taux d'infiltration exprimé en pourcentage du débit mesuré.

Les infiltrations ont été quantifiées à l'aide de deux méthodes :

- par la méthode du gaz traceur qui consiste à injecter un gaz dont la concentration est connue, et à mesurer la concentration de ce gaz en sortie. La différence de concentration relevée entre l'entrée et la sortie de l'UST permet ainsi, pour un débit donné, d'évaluer la part des infiltrations ;
- par la réalisation d'un essai à bilan énergétique de l'UST nul. Il s'agit d'élever la température du MCP par circulation d'air chaud dans les tubes (et non par le film chauffant), puis de le refroidir par circulation d'air froid, et enfin de revenir à l'état initial par circulation d'air à la température souhaitée. Par conséquent, dans le bilan énergétique entre l'état initial et l'état final, seuls les apports et déperditions par infiltrations d'air interviennent. Il est alors possible d'en déduire le taux d'infiltration d'air.

La première méthode conduit à une valeur du taux d'infiltration comprise entre 5 et 10%. La seconde donne une valeur de 4%. La valeur retenue par la suite est un taux d'infiltration de 5%.

3 Introduction aux essais expérimentaux et aux bilans énergétiques réalisés

3.1 Description des essais expérimentaux

Les essais expérimentaux réalisés sont définis par la température initiale du MCP, la puissance apportée au film chauffant, le débit de circulation d'air, la température d'air et une condition d'arrêt de l'essai. Trois types d'essais ont ainsi été définis : les essais de décharge, ceux de charge et les essais de charge et décharge simultanées.

3.1.1 Les essais de décharge

- *Condition initiale* : température homogène dans le MCP, supérieure à celle du début de la solidification
- *Densité de flux fournie par la plaque chauffante* : nulle
- *Débit de circulation d'air* : 7,5 ou 15 m³.h⁻¹
- *Température d'entrée d'air* : entre 5 et 15°C

3.1.2 Les essais de charge

- *Condition initiale* : température homogène dans le MCP inférieure à la température de début de la fusion
- *Densité de flux fournie par la plaque chauffante* : constante, comprise entre 100 et 500 W/m²
- *Débit de circulation d'air* : nul
- *Température d'entrée d'air* : sans objet
- *Condition d'arrêt* : dépassement sur un ou plusieurs niveaux de la température de fin de la fusion

3.1.3 Les essais de charge et de décharge simultanées :

- *Condition initiale* : température homogène dans le MCP inférieure à la température de début de la fusion
- *Densité de flux fournie par la plaque chauffante* : constante, comprise entre 100 et 500 W/m², pendant 7 à 8 heures
- *Débit de circulation d'air* : 7,5 m³.h⁻¹ ou 15 m³.h⁻¹ tout au long de l'essai
- *Température d'entrée d'air* : entre 5 et 15°C

Il est apparu nécessaire de réaliser des essais de charge et de décharge non simultanés pour deux raisons. D'une part, en dissociant les phases de charge et de décharge, il est possible de se focaliser sur l'étude du comportement du MCP propre à la fusion seule, ou la solidification seule. D'autre part, ces essais de charge ou de décharge seule sont plus aisément exploitables dans le cadre de la validation du modèle de mur capteur développé.

Les trois sous-chapitres suivants présentent respectivement les résultats des essais de décharge, de charge et des essais de charge et décharge simultanées. Ces résultats sont exploités dans l'optique de réaliser des bilans énergétiques et de valider le modèle numérique en termes de températures et de bilan énergétique. Les bilans énergétiques reposent, pour l'ensemble des essais réalisés, sur les équations présentées ci-après.

3.2 Bilan énergétique de l'UST

L'UST reçoit de l'énergie par le film chauffant et en restitue à l'air. Dans le même temps elle reçoit ou cède de la chaleur par les échanges thermiques avec son environnement. La Figure 90 présente schématiquement les échanges intervenant dans le bilan énergétique. Celui-ci s'écrit :

$$\Delta H = \Delta H_{MCP} + \Delta H_{acier} = E_{paroi} + E_{UST/Env} - E_{Air} + \varepsilon_{experimentale} \quad (118)$$

où $\varepsilon_{experimentale}$ est le résidu du calcul expérimental. Il permet de tenir compte de l'énergie résiduelle résultant des incertitudes de mesures expérimentales (pour le calcul théorique, le résidu est nul).

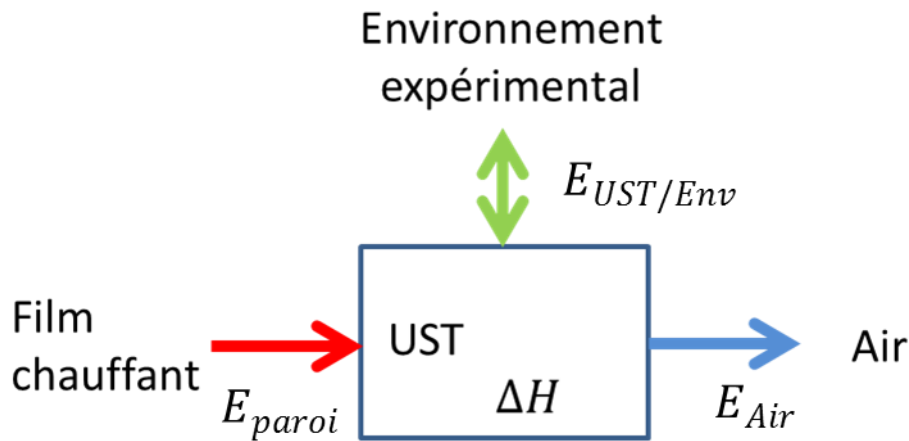


Figure 90: Schéma de principe présentant les échanges de chaleur intervenant dans le bilan énergétique de l'UST

Ces quantités de chaleur sont obtenues par intégration temporelle discrétisée des valeurs de flux de chaleur instantanés déduits des mesures expérimentales réalisées avec un pas de temps de 20 secondes. Les quantités de chaleur absorbées en paroi captatrice, échangées entre l'UST et son environnement, et cédées à l'air sont ainsi exprimées comme suit :

$$E_{paroi} = \sum 0,95 P_{film\ chauffant} \Delta t \quad (119)$$

$$E_{UST/Env} = \sum (UpS)(T_{ext} - T_{paroi}) \Delta t \quad (120)$$

$$E_{Air} = \sum \frac{\dot{q}_{réel}}{3600} (1 - \tau_{inf}) \rho_{Air} c_{p_{Air}} (T_S - T_E) \Delta t \quad (121)$$

Concernant le bilan enthalpique (membre de gauche de l'Équation(118), on a :

$$\Delta H_{MCP} = H(\bar{T}_f) - H(\bar{T}_i) \quad (122)$$

où $H(\bar{T}_f)$ et $H(\bar{T}_i)$ sont respectivement l'enthalpie à l'instant final et à l'instant initial du MCP déterminées à l'aide de la fonction $H = f(T)$ établie suite aux essais de DSC et à des premières simulations qui ont amené à retenir la courbe issue de la DSC à $0,5^\circ\text{C}.\text{min}^{-1}$.

Enfin, la température du MCP n'étant pas connue en chaque point, la valeur retenue pour la détermination de l'enthalpie à un instant donné est la moyenne, notée \bar{T} , des valeurs de température relevées aux différents points de mesure.

Pour le contenant en acier de l'UST, on a :

$$\Delta H_{\text{acier}} = V_{\text{acier}} C_{p_{\text{acier}}} \rho_{\text{acier}} (\Delta T_{\text{acier}}) \quad (123)$$

La différence des températures initiale et finale de l'acier ΔT_{acier} est calculée à partir des températures moyennes du MCP aux mêmes instants et notée respectivement \bar{T}_i et \bar{T}_f . En effet, l'écart de température entre les parois d'acier et le MCP est négligeable aux instants initial et final de chaque essai.

Enfin, les expressions des incertitudes sur les quantités de chaleur sont présentées à l'Annexe N.

Les expressions précédemment établies sont valables dans le cas général, qu'il s'agisse d'une décharge ou d'une charge. Dans le cas d'un essai de décharge seule, la quantité de chaleur absorbée à la paroi captatrice est nulle alors que, dans le cas d'un essai de charge seule, c'est la quantité de chaleur cédée à l'air qui est nulle.

4. Essais de décharge seule

Les essais de décharge seule visent à analyser la restitution à l'air de l'énergie stockée préalablement dans l'UST. Sept essais de décharge ont été réalisés pour différentes conditions de température d'entrée d'air, de débit et de température initiale du MCP. Le comportement du MCP est similaire durant les différents essais. Par conséquent, un seul essai est détaillé ici.

La décharge considérée a été réalisée sur 40 heures avec un débit d'air d'environ $15 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ et une température d'air en entrée de 11°C . Ces conditions sont représentées par la Figure 91. On peut observer que le débit fluctue autour d'une valeur moyenne de $15 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ au cours de l'essai. Néanmoins, l'amplitude des fluctuations demeure acceptable puisqu'elle est inférieure à l'incertitude sur la mesure du débit ($1,2 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$). Les oscillations sont dues à l'instrument de mesure, mais aussi aux activités humaines dans l'environnement de l'UST (notamment l'ouverture et la fermeture de portes et de fenêtres).

La température initiale de l'air n'est pas de 11°C mais est supérieure. En effet, l'air circulait dans l'UST à une température de 35°C avant le début de l'expérience afin de maintenir le MCP à 35°C , température initiale définie pour le protocole expérimental. Le délai de trois heures nécessaire pour atteindre la température de 11°C souhaitée correspond à l'inertie du cryothermostat régulant la température de l'air.

En début d'essai, le MCP est uniquement liquide et sa température homogène. Cet état initial du MCP ne correspond pas à une condition réelle d'utilisation du mur. Mais elle se justifie par le fait

que l'on souhaite observer un changement de phase sur l'ensemble du volume de MCP et étudier les différences de décroissance en température suivant la hauteur de l'UST.

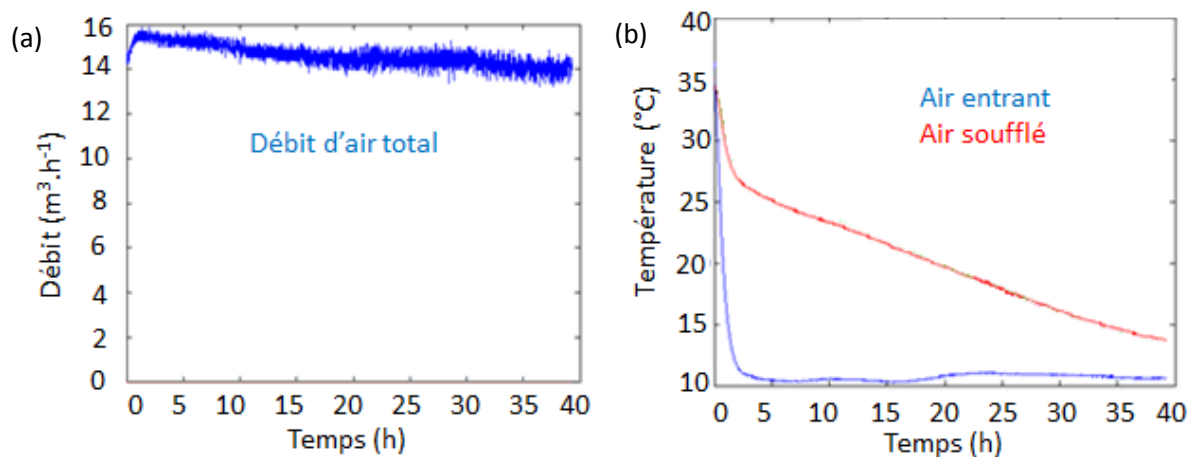


Figure 91 : (a) Débit d'air et apport du film chauffant ; (b) Températures d'air en entrée et en sortie de l'UST

4.1 Évolution de la température au sein du MCP et de la température d'air en sortie d'UST

La Figure 92 présente les évolutions de température au sein du MCP pour chaque niveau. Les différents niveaux présentent des profils de température similaires. Seules les vitesses de décroissance en température changent.

La Figure 93 (b) détaille les évolutions de température du MCP au niveau 3. On peut y distinguer plusieurs étapes. Dans un premier temps, une décroissance en température très marquée de 35 $^{\circ}\text{C}$ à 33 $^{\circ}\text{C}$ (entourée en bleu), qui correspond à la décharge de la phase liquide, jusqu'à atteindre le début de la solidification. La décharge est ensuite assez lente puis s'accélère sous l'effet du gradient thermique entre l'air et l'UST. À cela s'ajoute la décroissance de la capacité latente une fois le cœur de fusion passé (situé entre 29 et 31 $^{\circ}\text{C}$). Par la suite, on observe un ralentissement de la décharge dû à une diminution du gradient de température entre l'air et l'UST. Ce ralentissement intervient vers la fin de la solidification.

L'évolution des températures à un niveau donné résulte donc des deux facteurs essentiels, à savoir le gradient de températures entre l'UST et l'air et la chaleur latente du MCP

4.1.1 Comparaison de l'évolution de la température entre les niveaux

Les différences observées entre les niveaux s'expliquent par les interactions intervenant en partie haute de l'UST entre cette dernière et l'air entrant.

En début d'essai, la température de l'air augmente lors de la traversée de l'UST. Par conséquent, le gradient de température entre l'UST et l'air diminue de haut en bas et les échanges de chaleur diminuent aussi. Ainsi, la décroissance en température est plus marquée au niveau 4 (niveau supérieur) qu'aux autres niveaux. Cette accélération de la décroissance en température apparaît aussi dans les niveaux inférieurs mais de plus en plus tard. Il semble donc que ce ne soit pas seulement la capacité latente du MCP qui induise ses variations, mais également l'évolution du gradient de température entre l'air et l'UST, dans le temps à chaque niveau.

4.1.2 Comparaison de l'évolution de la température à un niveau donné

Pour chaque niveau N, le capteur N3 est celui qui relève la décroissance en température la plus marquée, suivi du capteur N1 et du capteur N5, puis des capteurs N2 et N4. La vitesse de refroidissement dépend de la distance entre le capteur et les tubes dans lesquels circule l'air. Bien que les capteurs N1 et N3 soient à une même distance des tubes, la température en N3 décroît plus rapidement car il subit la décharge de deux tubes. Ainsi, la zone où la décharge est la plus rapide est trivialement celle située entre les quatre tubes.

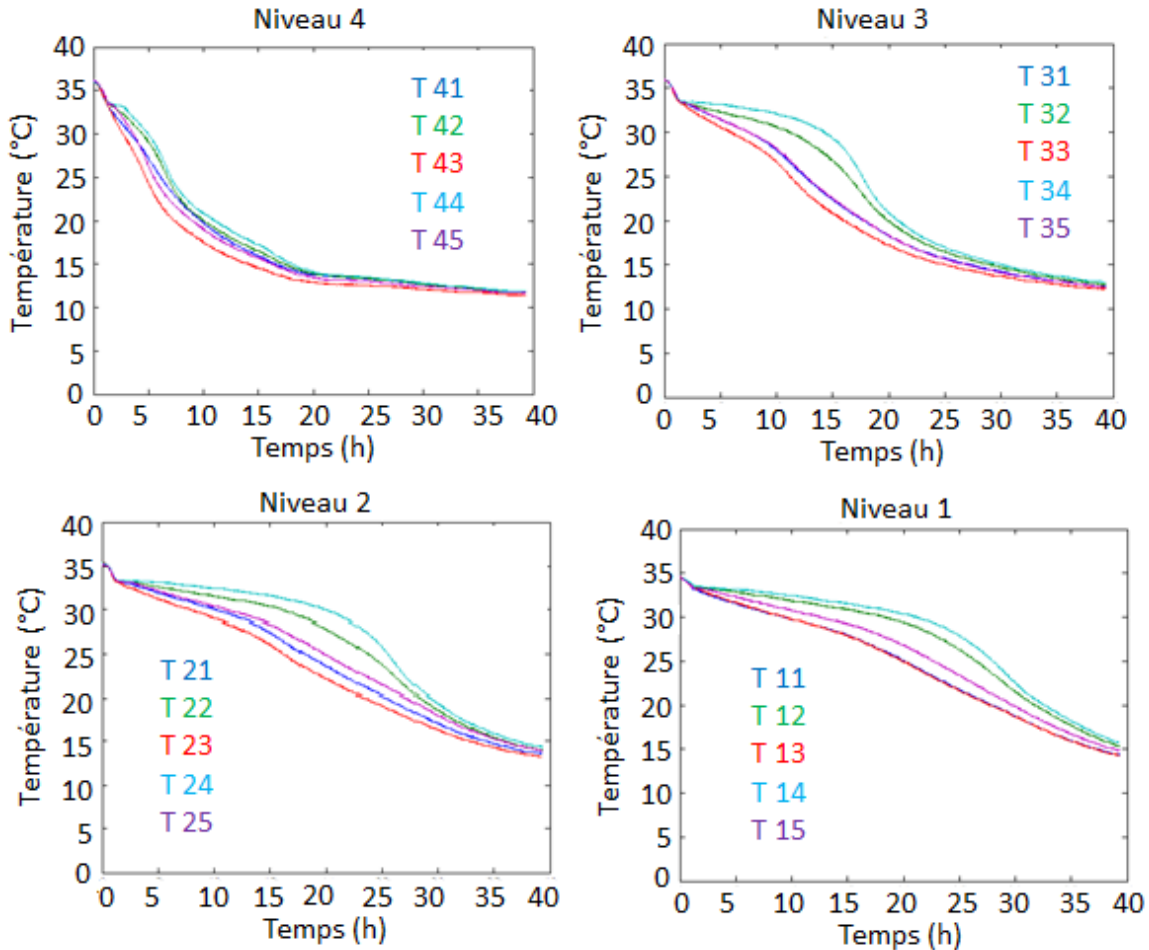


Figure 92 : Évolution de la température du MCP relevée par chaque thermocouple des différents niveaux. Le code couleur utilisé ainsi que la numérotation des thermocouples sont précisés à la Figure 93(a) qui précise aussi l'emplacement de chaque capteur

4.2 Bilan énergétique

Le bilan énergétique est dressé selon l'Équation(118), avec une valeur d'énergie apportée en paroi nulle. Le résidu expérimental est de $0,83 \cdot 10^6$ J, ce qui est inférieur à l'incertitude sur l'énergie fournie à l'air qui est évaluée à $1,7 \cdot 10^6$ J.

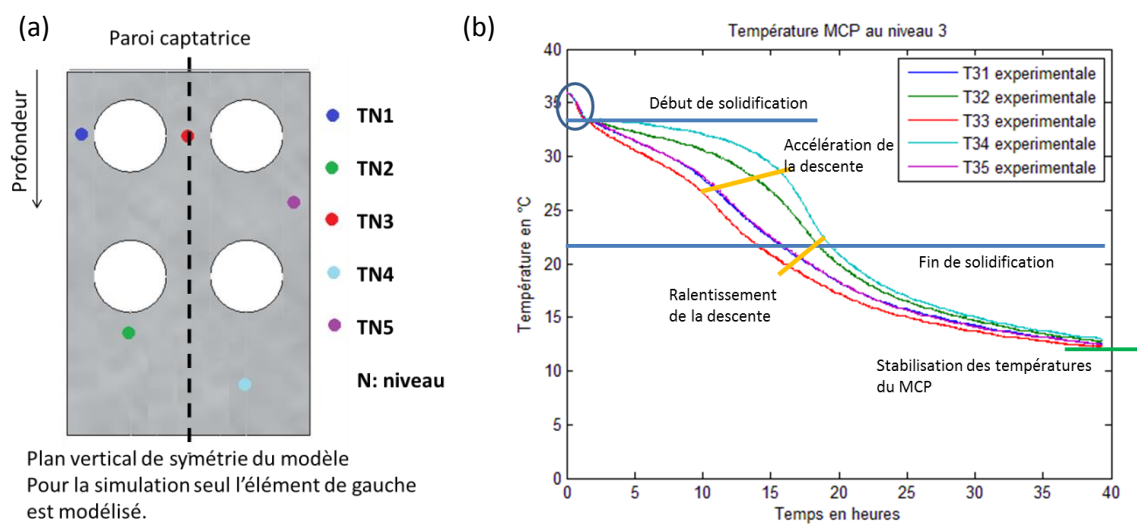


Figure 93: (a) Positionnement des thermocouples au sein du MCP à chaque niveau ; (b) Évolution détaillée des températures relevées au niveau 3

5 Résultats de simulation de décharge et confrontation aux résultats expérimentaux

5.1 Objet des simulations

L'objet des simulations de décharge seule est de simuler le chauffage de l'air circulant dans l'UST lorsque les apports en paroi captatrice sont nuls. Les entrées du modèle correspondent aux données expérimentales. Pour la simulation confrontée à l'expérience présentée ci-dessus : une température initiale du MCP de 35°C (MCP entièrement liquide), un débit d'air de 15 m³.h⁻¹ et une température d'entrée d'air de 11°C.

5.2 Résultats de simulation

La Figure 94 présente l'évolution des températures du MCP obtenues numériquement aux mêmes niveaux et points que ceux explorés lors des essais expérimentaux. Les notations et codes couleur utilisés reprennent ceux présentés à la Figure 93 (a). On peut observer que, à chaque niveau, les points situés à proximité des tubes, à savoir TN1, TN3 et TN5, présentent une décharge plus rapide que les autres. Concernant les différences entre niveaux, elles s'expliquent qualitativement de la même façon que pour les courbes expérimentales, par la combinaison de l'influence du gradient de température sur la décharge, et de la chaleur latente du MCP.

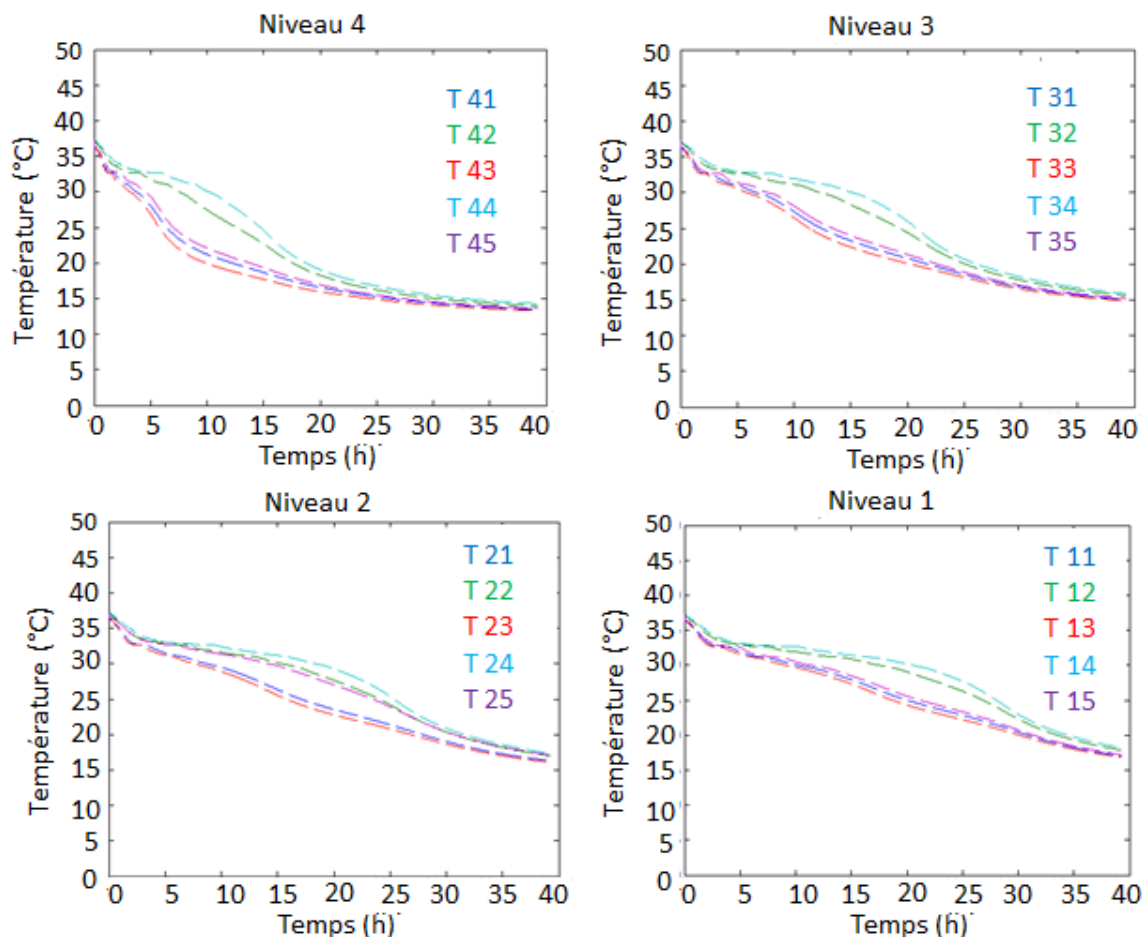


Figure 94 : Évolution de la température calculée numériquement au sein du MCP aux mêmes points que ceux considérés expérimentalement

5.3 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques

La Figure 95 (a) met en évidence que la température de sortie simulée est inférieure de quelques degrés à la température de sortie mesurée expérimentalement. Cet écart ne dépasse pas 3°C comme on peut le voir sur la Figure 95 (b), et conduit à une quantité de chaleur fournie à l'air inférieure de $1,29 \cdot 10^6$ J pour la simulation, soit 21% de la quantité de chaleur déterminée expérimentalement.

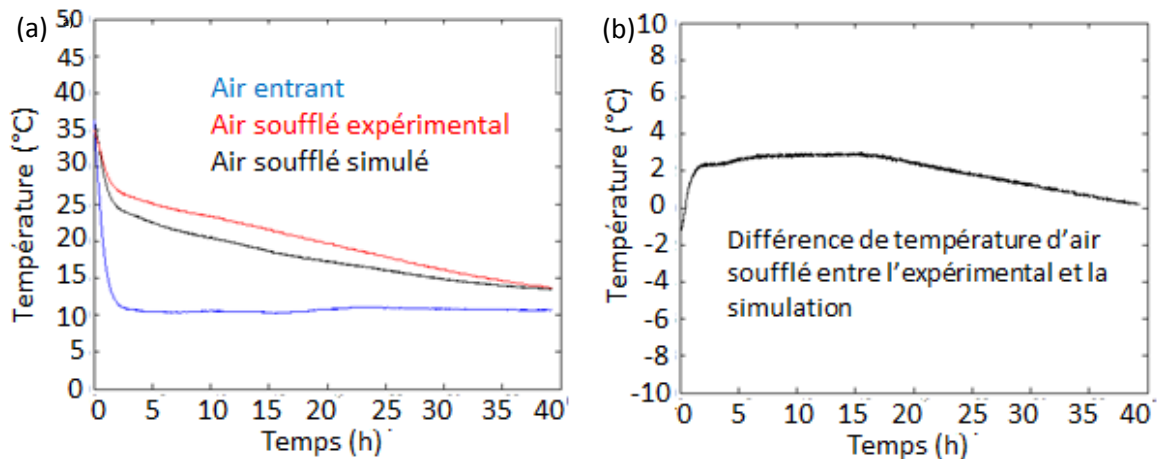


Figure 95 : (a) Évolution de la température d'air mesurée expérimentalement en entrée et en sortie de l'UST, et évolution de la température d'air en sortie simulée ; (b) Différence entre les températures d'air en sortie d'UST déterminées expérimentalement et numériquement

Un écart entre les valeurs de température obtenues expérimentalement et numériquement au sein du MCP est aussi observé sur la Figure 96. Dans un premier temps, les niveaux supérieurs se déchargent moins vite dans la simulation que dans les essais (Figure 96). De ce fait, les niveaux inférieurs se déchargent à l'inverse moins vite dans le cas de la simulation. Ensuite, après 30 heures de décharge, à chaque niveau et pour chaque point considéré, la température du MCP déterminée par la simulation est supérieure à celle mesurée expérimentalement. La décharge est donc plus avancée dans le cas expérimental.

Cet écart interroge sur l'approche numérique adoptée. Il y a trois origines possibles à ces écarts constatés entre expérience et simulation.

La première concerne les propriétés thermophysiques de l'air. Celles qui ont été prises en compte dans le modèle correspondent à l'air sec. Un calcul effectué avec de l'air humide conduirait à un écart plus important entre simulation et expérimentation.

Ensuite, la valeur du coefficient de convection utilisée dans la modélisation est discutable. En effet, elle est obtenue à l'aide de l'équation de Kays qui est valable pour un écoulement laminaire dans des conditions de température constante. Cette condition n'est ici pas remplie puisque les températures en paroi ne sont pas uniformes.

Enfin, le débit est mesuré avec une certaine incertitude. Or, une variation de cette entrée du modèle change les résultats en terme de température de sortie. Cet aspect est illustré à l'annexe O relative à la validation du modèle (sous chapitre 9.3).

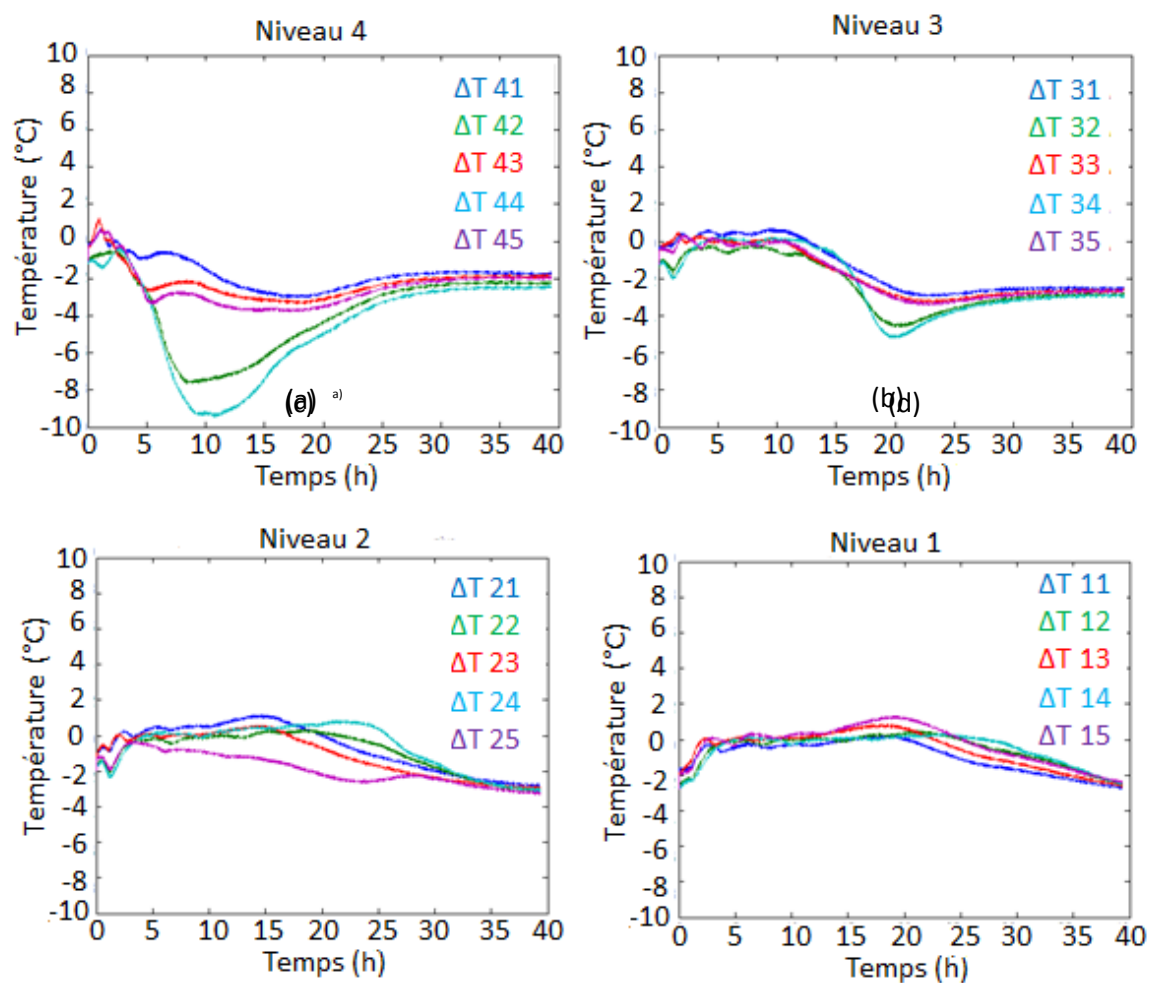


Figure 96 : Évolution des différences de température au sein du MCP entre les résultats expérimentaux et numériques

6 Essais de charge seule

Quatre essais de charge seule de l'UST ont été réalisés. Ces essais mettent en évidence un comportement du MCP similaire. Par conséquent, un seul essai est détaillé dans cette partie.

L'essai de charge considéré ici est un essai réalisé sur une durée de 17 heures en imposant une densité de flux en paroi captatrice de 340 W/m^2 . Au cours de cet essai, l'air ne circule pas au sein de l'UST.

L'évolution de la densité de flux mesurée à la paroi captatrice est présentée à la Figure 97. La valeur imposée, 340 W/m^2 , est de l'ordre de grandeur de ce qui peut être reçu par un mur capteur en moyenne, mais la durée d'alimentation du film chauffant est toutefois bien supérieure à celle de l'ensoleillement en conditions réelles. En effet, l'objectif des essais de charge est d'aboutir à une fusion complète du MCP dans l'UST, afin d'observer l'importance des phénomènes de convection de la phase liquide.

La Figure 97 (a) présente la densité de flux moyenne fournie par le film chauffant, et la Figure 97 (b) rappelle l'emplacement des points de mesure de température au sein du MCP.

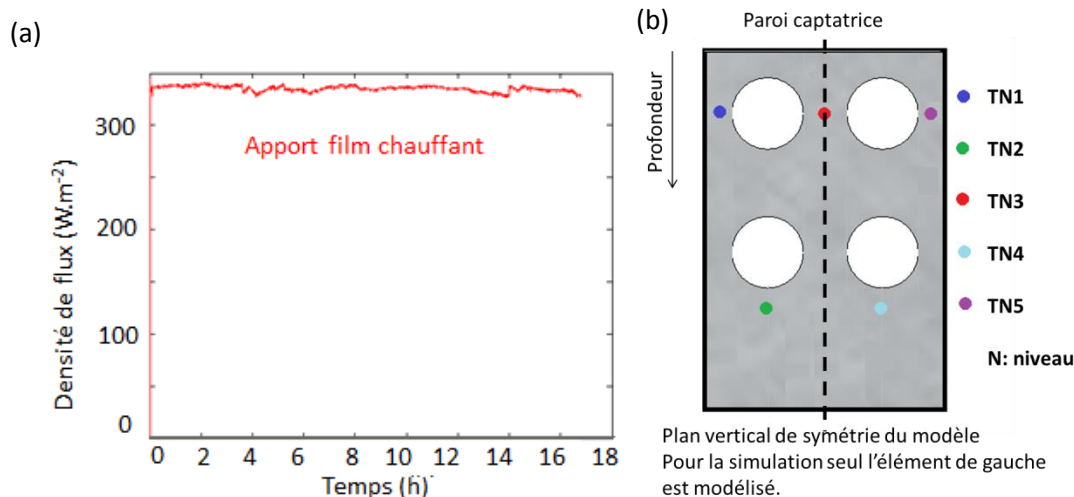


Figure 97 : (a) Densité de flux de chaleur apportée par le film chauffant ; (b) Positionnement des thermocouples au sein du MCP à chaque niveau

6.1 Évolution de la température au sein du MCP

La Figure 98 présente l'évolution des températures au sein du MCP relevées en chaque point de mesure et pour chaque niveau. On peut observer que l'augmentation de température est plus marquée dans les niveaux supérieurs, malgré une densité de flux en paroi captatrice homogène. Ceci est dû à un phénomène mentionné au chapitre 2, à savoir le recouvrement de la phase solide par la phase liquide. En effet, lorsque le MCP est chauffé sur l'une de ces faces verticales, la phase liquide a tendance, par convection, à remonter au-dessus de la phase solide. Dans ces conditions, le profil du front de fusion n'est pas vertical mais oblique. La Figure 100 illustre schématiquement ce phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide. Celui-ci induit l'apparition d'un flux de chaleur vertical qui amplifie le phénomène, d'où une concentration de la chaleur dans la partie supérieure de l'UST.

Aux niveaux 2, 3 et 4 les évolutions de température ont un profil similaire. Elles se différencient essentiellement par les vitesses de montée en température. La Figure 99 présente l'évolution de la température au niveau 4 au cours des premières heures d'essai. On y distingue cinq étapes : une montée en température en phase solide, un ralentissement correspondant au changement de phase, une montée rapide en température en phase liquide, un nouveau ralentissement lié à l'homogénéisation sur un même niveau de la température, et enfin une nouvelle montée en température lorsque l'ensemble du niveau est à l'état liquide.

L'augmentation brutale de la température observée sur la fin de la plage de changement de phase pour les points de mesure éloignés de la paroi captatrice (T42 et T44) est liée au phénomène de recouvrement qui amène rapidement le MCP liquide et chaud au contact des thermocouples. Par ailleurs, le ralentissement de la montée en température observé après la fusion, dû à l'homogénéisation de la température sur un même niveau, est une autre conséquence des mouvements convectifs de la phase liquide. En effet, une fois le MCP totalement liquide à un niveau donné, les mouvements de convection qui y apparaissent conduisent alors à l'homogénéisation de la température à ce niveau. Comme il sera vu par la suite, les écarts entre résultats expérimentaux et numériques observés sont en grande partie liés à la non prise en compte de la convection dans le modèle de mur capteur.

On peut remarquer qu'aux niveaux 2 et 3, l'évolution des températures mesurées aux points T21 et T31 diffère sensiblement des autres. Ceci s'explique par le fait que les thermocouples correspondant ont été placés trop près des parois d'acier lors de leur introduction dans l'UST. Par conséquent, les mesures réalisées en ces deux points correspondent davantage à la montée en température de la paroi d'acier qu'à celle du MCP.

On peut aussi remarquer que, à distance égale de la paroi captatrice, par exemple les points T33 et T35, le thermocouple le plus proche des parois d'acier perpendiculaires à la paroi verticale (ici T35), mesure une montée en température plus rapide. Ceci confirme l'effet d'ailettes thermiques apporté par les parois d'acier des colonnes de l'UST¹².

En conclusion, on peut souligner que les mouvements convectifs de la phase liquide ont deux incidences majeures sur l'évolution des températures. En l'absence de la prise en compte des équations de Navier-Stokes dans le modèle, il est certain que celles-ci ont une incidence sur la qualité des résultats de simulation, comme nous allons le voir ci-après.

6.1 Synthèse

Les essais en charge seule ont permis de mettre en évidence l'effet de deux phénomènes liés à la convection de la phase liquide : le recouvrement de la phase solide par la phase liquide et l'homogénéisation des températures de la phase liquide.

¹² Ce phénomène n'est pas visible au niveau 2. Là encore il s'agit d'un problème de positionnement du capteur T25 qui est plus éloigné de la paroi captatrice que prévu.

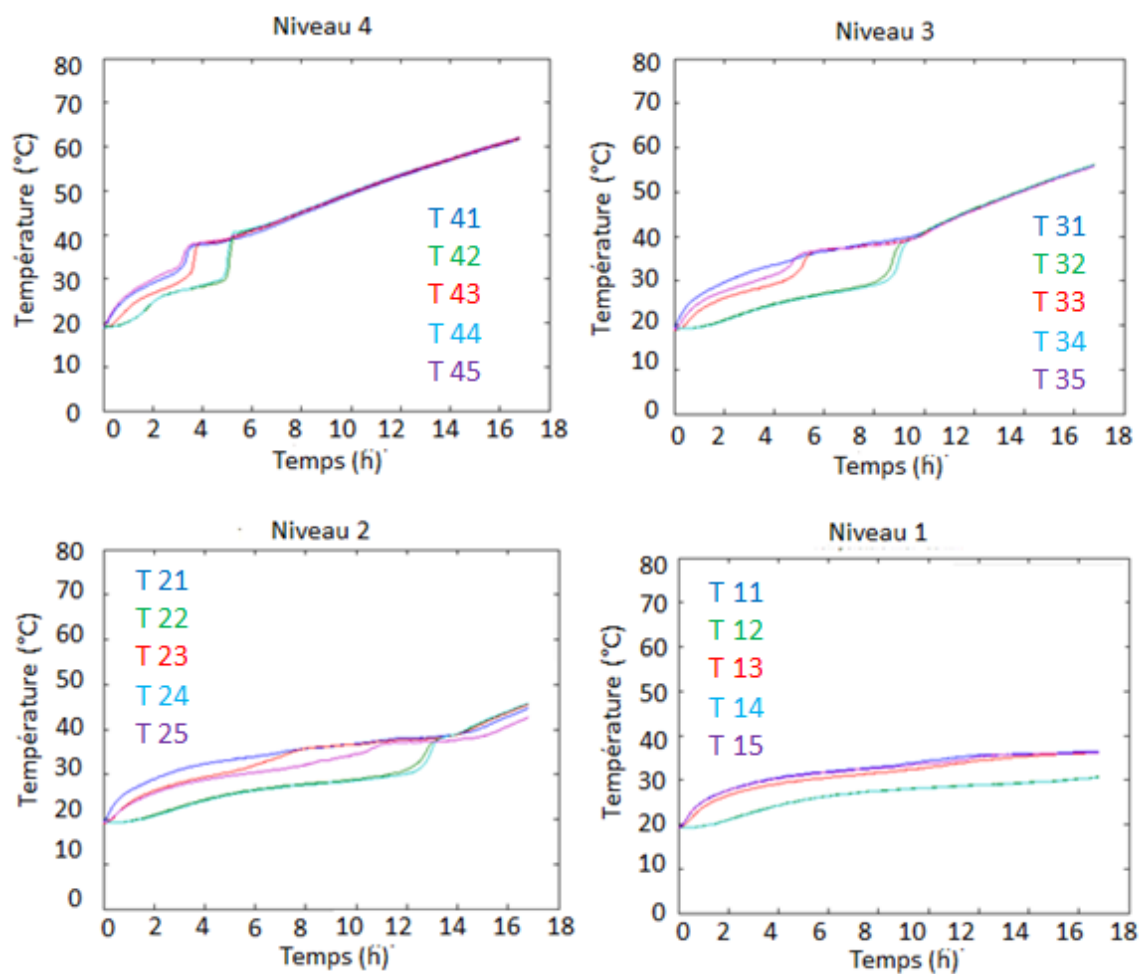


Figure 98 : Évolution de la température du MCP relevée par chaque thermocouple des différents niveaux

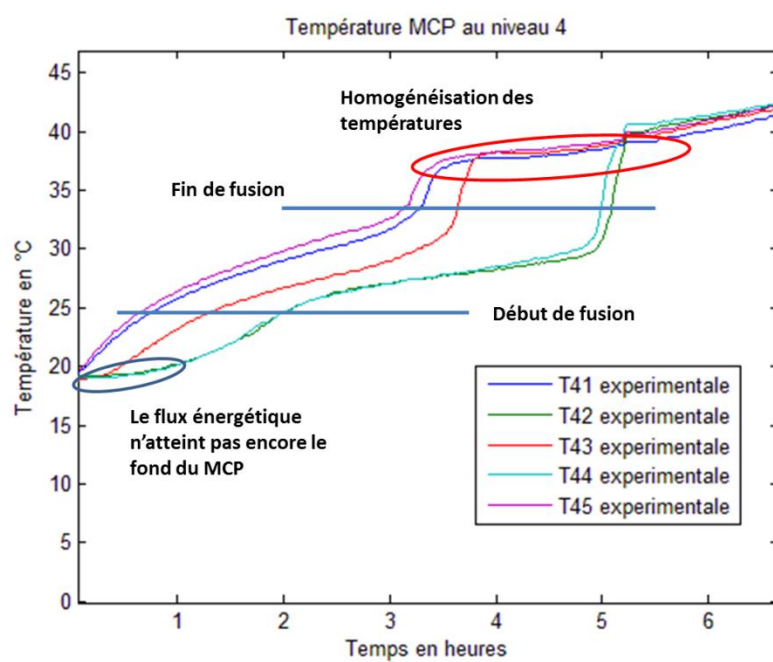


Figure 99 : Évolution de la température du MCP relevée par chaque thermocouple au niveau 4

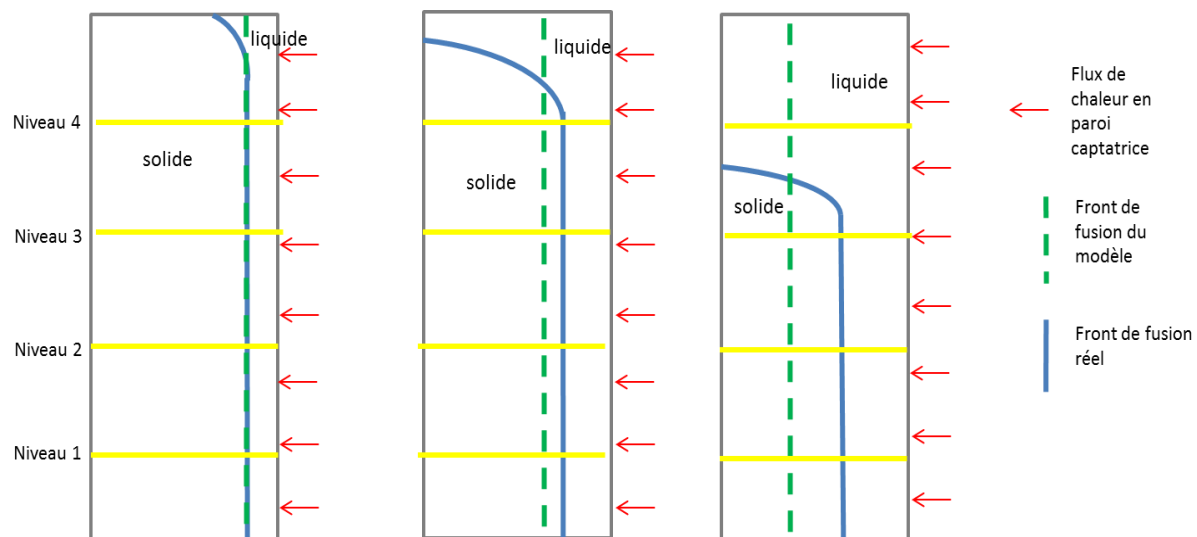


Figure 100 : Représentation schématique de l'évolution du front de fusion pour un MCP idéal dans le cadre des essais expérimentaux et des simulations numériques

7 Résultats de simulation de charge et confrontation aux résultats expérimentaux

7.1 Objet des simulations

L'objet des simulations de charge seule est de simuler le comportement du MCP avec un apport de chaleur en paroi captatrice mais sans circulation d'air dans l'UST. Les entrées de la simulation, qui sont la densité de flux en paroi captatrice, la température initiale du MCP et la température de l'environnement, sont fournies par les mesures expérimentales.

La température initiale du MCP est de 19°C. Le MCP est donc entièrement solide. La puissance apportée en paroi est de 330W/m².

7.2 Résultats de simulation

La Figure 101 (a) présente les résultats numériques obtenus en trois points correspondant aux thermocouples immergés TN1, TN2, et TN3 sur le dispositif expérimental (Figure 101 (b)). Étant donné la symétrie du modèle les points de mesure TN1 et TN5 d'une part, et TN2 et TN4 d'autre part, sont similaires. À noter que, en l'absence de circulation d'air, le modèle est uniquement 2D et les résultats numériques sont donc identiques quels que soient les niveaux considérés.

On observe sur la Figure 101 (a) que la montée en température est plus marquée pour les points situés à proximité de la paroi captatrice, à savoir TN1 et TN3. Par ailleurs, pour une même profondeur, définie comme l'axe horizontal perpendiculaire à la paroi captatrice, la température calculée en TN1 est sensiblement supérieure à celle calculée en TN3, en raison de la proximité à la paroi d'acier qui joue le rôle d'ailette thermique.

Pour chaque point de mesure, les deux points d'inflexion propres au changement de phase sont visibles, en particulier pour les points proches de la paroi captatrice (TN1 et TN3). Les températures de début et de fin du changement de phase qui ont été déterminées suite aux tests de DSC à 0,5°C/min sont représentées sur la Figure 101 (a) par les traits en pointillés noirs. On peut observer que les points d'inflexion traduisant le changement de phase sont très proches de ces températures de début et de fin du changement de phase.

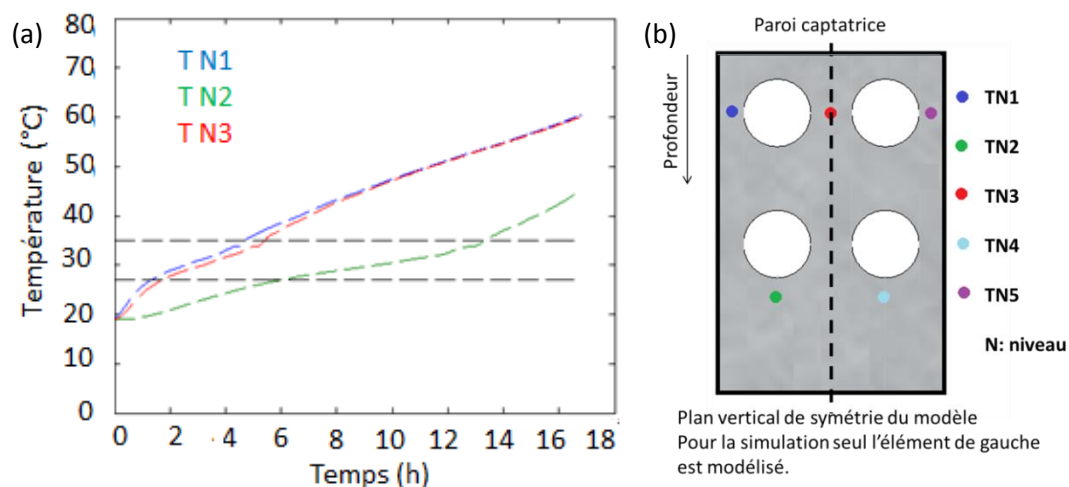


Figure 101 : (a) Évolution de la température calculée numériquement au sein du MCP aux mêmes points que ceux considérés expérimentalement ; (b) Positionnement des points de mesure au sein de l'UST

7.3 Comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux

La Figure 102 présente les écarts de température entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées pour chaque point considéré et à chaque niveau. Des écarts importants sont constatés. Cela s'explique principalement par la non prise en compte des phénomènes convectifs dans la phase liquide par le modèle. En particulier, les deux phénomènes observés expérimentalement, qui ont un impact significatif sur la dynamique du front de fusion, ne sont ainsi pas reproduits numériquement. Il s'agit, d'une part, du phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide et, d'autre part, du phénomène d'homogénéisation des températures sur un même niveau horizontal. Alors que le front de fusion se déplace horizontalement en théorie (Figure 100), la dynamique réelle de ce dernier est, comme on l'a vu, bien plus complexe.

Ainsi, au niveau 1 (niveau inférieur), la montée en température simulée est plus rapide que celle observée expérimentalement. C'est également le cas aux niveaux 2 et 3 pour les deux points de mesure TN1 et TN3 situés à proximité de la paroi captatrice. Par contre, au niveau 4 (niveau supérieur), la montée en température mesurée expérimentalement est plus rapide que celle obtenue numériquement.

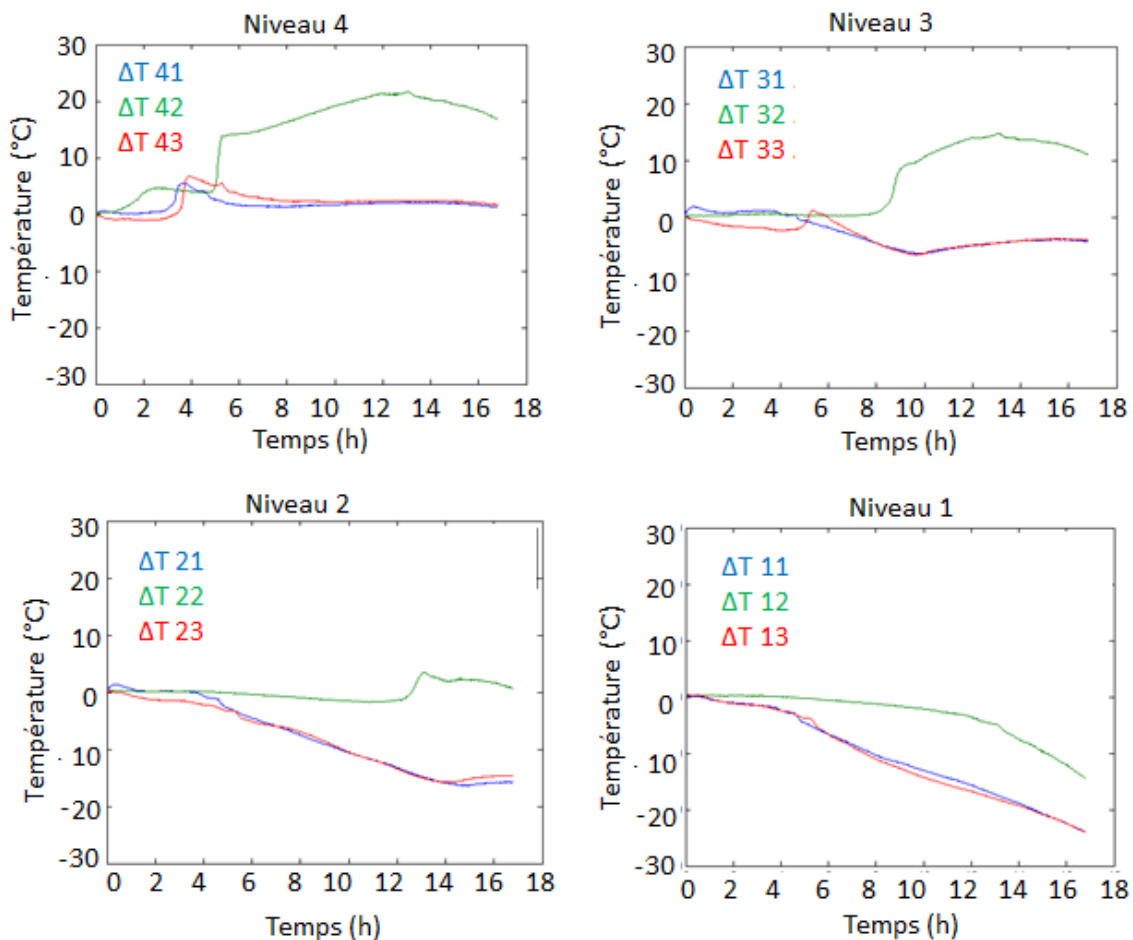


Figure 102 : Évolution des différences de température au sein du MCP entre les résultats expérimentaux et numériques

7.4 Conclusion:

Le modèle ne permet donc pas de reproduire fidèlement les évolutions de température au sein du MCP lorsque celui-ci est liquide, ou le devient. En l'absence de modélisation des phénomènes convectifs, les écarts entre les résultats expérimentaux et numériques sont significatifs.

8 Essais de charge et décharge simultanées

8.1 Conditions expérimentales des essais

Lors des essais de charge et décharge simultanées, la décharge est permanente tandis que la charge est périodiquement activée. Ainsi, en pratique, l'air circule en permanence tandis que le film chauffant est alimenté périodiquement. L'essai présenté ici a duré six jours. La décharge a été continue sur ces six jours. Par contre la charge n'a été activée qu'au cours des quatre premiers jours, et ce, afin d'avoir une décharge totale de l'UST en fin d'essai.

Au cours de l'essai, le débit d'air est fixé à $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et la température de consigne de l'air à 10°C les 36 premières heures, puis à $7,5^\circ\text{C}$. Toutefois, comme on peut l'observer sur la Figure 103 (a), la température en entrée de l'UST mesurée dans le plenum supérieur de l'UST (en bleu) diffère de la température de consigne (en vert) durant les périodes de charge. En effet, lors de ces périodes, le plenum reçoit de la chaleur provenant du film chauffant via la structure en acier de l'UST. Par conséquent, la température d'air augmente dans le plenum supérieur. Cette observation confirme ce qui avait été constaté à la suite des essais réalisés avec le premier dispositif expérimental, la température d'air mesurée dans le plenum étant supérieure à celle mesurée par la station météorologique.

Le Tableau 19 précise les durées de chaque période de charge, commençant à la première heure de chaque jour, et les valeurs des densités de flux de chaleur correspondantes. La Figure 103 (b) présente l'évolution de la puissance d'alimentation du film chauffant. Les durées et valeurs des puissances imposées correspondent à des valeurs réalistes d'apports solaires captés lors de journées ensoleillées d'hiver.

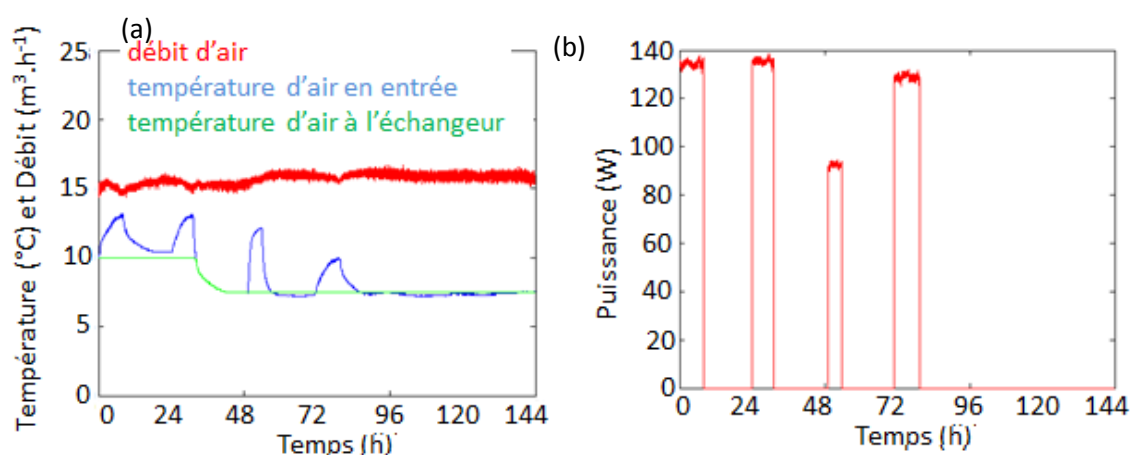


Figure 103 : (a) Évolution du débit d'air et des températures d'air à l'entrée de l'UST et à la sortie de l'échangeur ; (b) Évolution de la puissance d'alimentation du film chauffant

Tableau 19 : Durées et valeurs des densités de flux des périodes de charge de l'UST

Jour	Durée	Densité de flux
1 ^{er}	8 heures	$450 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$
2 nd	8 heures	$450 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$
3 ^{ème}	5 heures	$315 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$
4 ^{ème}	8 heures	$430 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

8.2 Évolution des températures au sein du MCP

La Figure 104 présente l'évolution des températures au sein du MCP mesurées à chaque niveau. Les températures relevées oscillent avec une amplitude qui augmente selon la hauteur dans l'UST pour les jours 1, 2 et 4. Au contraire, durant le jour 3 l'amplitude des oscillations au niveau 4 est inférieure à celle observée au niveau 3. Pour ce même jour, les températures maximales atteintes au niveau 2 sont supérieures à celles du niveau 3 qui sont elles-mêmes supérieures à celles des niveaux 1 puis 4.

Lors des essais de charge, deux flux de chaleur importants ont été identifiés : le flux horizontal en paroi, et le flux vertical lié au phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide. Ce second flux est d'autant plus important que le flux en paroi l'est lui-même, car plus le MCP est chauffé plus il se liquéfie, et plus le phénomène de recouvrement est intense. Lors des essais de décharge le flux entre l'air et l'UST est horizontal et dépend du gradient de température entre l'air et le MCP. Ces trois flux s'additionnent durant les charges et décharges simultanées, et les variations de température du MCP sont dues à l'importance de chacun de ces trois flux et à la chaleur latente du MCP. Selon les jours, le comportement thermique du MCP présente des différences. Au cours des jours 1, 2 et 4, le flux de chaleur lié au phénomène de recouvrement est prépondérant. Ainsi, la température du MCP est plus élevée dans les niveaux supérieurs malgré une décharge plus importante, l'air étant plus froid dans la partie haute de l'UST. Au contraire, au cours du jour 3, ce flux de chaleur vertical est plus faible et est alors insuffisant pour compenser la décharge plus importante en partie haute.

Par conséquent, on observe au niveau 4 pour les jours 1, 2 et 4 une homogénéisation des températures de la phase liquide aux cinq points de mesure, et pour le niveau 3, aux points T31, T33 et T35. Par ailleurs, on peut remarquer que la température du MCP en des points éloignés de la paroi captatrice ne dépasse jamais la température de cœur de fusion, hormis au niveau 4. La capacité latente totale de l'UST n'est donc pas entièrement exploitée dans le cas d'un chauffage d'air en continu.

8.3 Température d'air et bilan énergétique

La Figure 105 présente l'évolution des températures d'air en entrée et en sortie de l'UST. Durant tout l'essai de charge et décharge simultanées, l'air est préchauffé. La température d'air mesurée à la sortie de l'UST oscille avec des amplitudes pouvant être supérieures à 10°C sur une journée. Les températures maximales sont atteintes à la fin des phases de charge.

Le bilan énergétique est établi conformément aux équations présentées à la Section 3.2. Afin de tenir compte du préchauffage de l'air dans le plenum supérieur, la quantité de chaleur fournie à l'air est décomposée en deux termes, à savoir la quantité de chaleur fournie à l'air dans le plenum, nommée $E_{Air,plenum}$, et celle fournie à l'air au sein de l'UST, nommée $E_{Air,UST}$. On a :

$$E_{Air,plenum} = \sum \frac{\dot{q}_{réel}}{3600} (1 - \tau_{inf}) \rho_{Air} C_{p,Air} (T_E - T_{Consigne}) \Delta t \quad (124)$$

où $T_{Consigne}$ est la température de consigne imposée à la sortie de l'échangeur, et :

$$E_{Air,UST} = \sum \frac{\dot{q}_{réel}}{3600} (1 - \tau_{inf}) \rho_{Air} c_{p_{Air}} (T_S - T_E) \Delta t \quad (125)$$

Le Tableau 20 synthétise les résultats obtenus chaque jour. On constate une cohérence entre l'énergie fournie en paroi, quotidiennement, et l'énergie restituée à l'air. Par ailleurs, la différence sur le bilan énergétique établi expérimentalement (par définition nulle pour le calcul théorique) est inférieure à 50 % de l'incertitude sur l'énergie reçue par l'air (hormis le 3^{ème} jour).

On peut aussi remarquer que le dispositif expérimental est isolé de manière satisfaisante puisque les échanges de chaleur avec l'environnement sont faibles par rapport aux autres quantités de chaleur mises en jeu.

La Figure 106 présente l'évolution de la puissance d'alimentation du film chauffant fournie à la paroi captatrice et du flux de chaleur récupéré par l'air. Chaque jour, le maximum de flux de chaleur récupéré par l'air est atteint deux heures après l'interruption de l'alimentation du film chauffant. La puissance moyenne de chauffe est de 37 W, 43 W, 26 W, 40W, 13 W, et 7 W pour les six jours que compte l'essai.

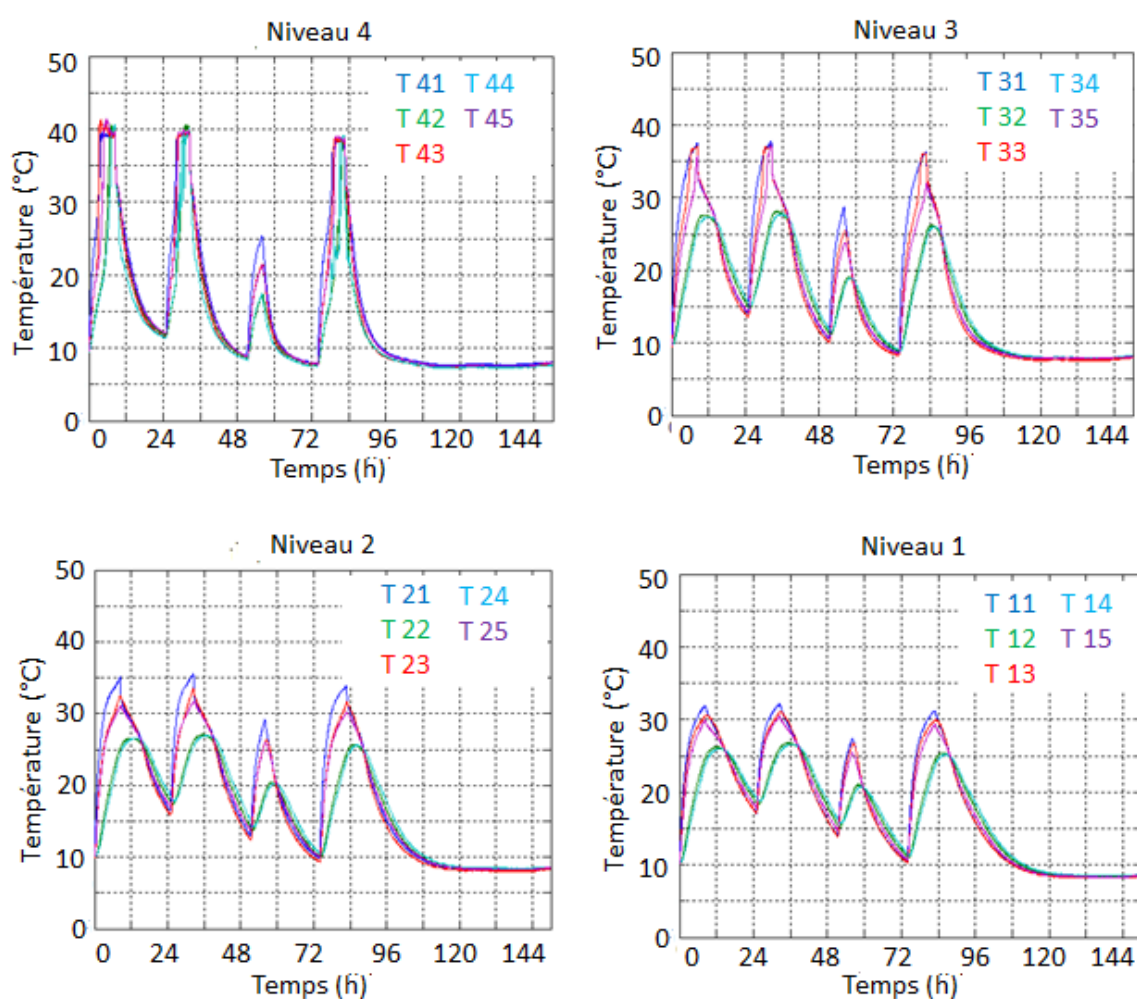


Figure 104 : Évolution de la température du MCP relevée par chaque thermocouple des différents niveaux

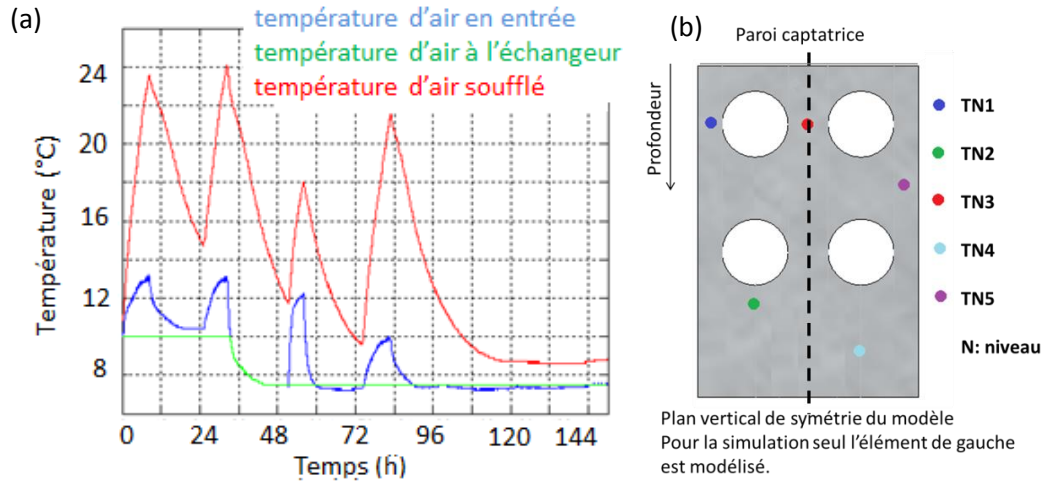


Figure 105 : (a) Évolution de la température d'air en entrée et en sortie de l'UST ; (b) Positionnement des thermocouples au sein de l'UST

Tableau 20 : Résultats du bilan énergétique pour chaque jour de l'essai

Jour	Différence d'enthalpie	Énergie reçue en paroi	Énergie reçue par l'air	Énergie échangée avec l'environnement	Résidu sur le bilan énergétique	Incertitude de la valeur calculée d'énergie reçue par l'air
	$\Delta H_{MCP} + \Delta H_{acier}$	E_{paroi}	E_{Air}	$E_{UST/Env}$	$\varepsilon_{experimentale}$	ε_{Air}
1	$7 \cdot 10^5 \text{ J}$	$4 \cdot 10^6 \text{ J}$	$3,1 \cdot 10^6 \text{ J}$	$-1 \cdot 10^5 \text{ J}$	$5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$1 \cdot 10^6 \text{ J}$
2	$-2 \cdot 10^5 \text{ J}$	$3,7 \cdot 10^6 \text{ J}$	$3,8 \cdot 10^6 \text{ J}$	$-2 \cdot 10^5 \text{ J}$	$4 \cdot 10^5 \text{ J}$	$1,1 \cdot 10^6 \text{ J}$
3	$-5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$1,6 \cdot 10^6 \text{ J}$	$2,3 \cdot 10^6 \text{ J}$	0 J	$5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$0,8 \cdot 10^6 \text{ J}$
4	$5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$4,1 \cdot 10^6 \text{ J}$	$3,5 \cdot 10^6 \text{ J}$	$-1 \cdot 10^5 \text{ J}$	$3 \cdot 10^5 \text{ J}$	$1 \cdot 10^6 \text{ J}$
5	$-6 \cdot 10^5 \text{ J}$	0 J	$1,2 \cdot 10^6 \text{ J}$	$2 \cdot 10^5 \text{ J}$	$2 \cdot 10^5 \text{ J}$	$0,6 \cdot 10^6 \text{ J}$
6	0 J	0 J	$0,6 \cdot 10^6 \text{ J}$	$3 \cdot 10^5 \text{ J}$	$2 \cdot 10^5 \text{ J}$	$0,5 \cdot 10^6 \text{ J}$

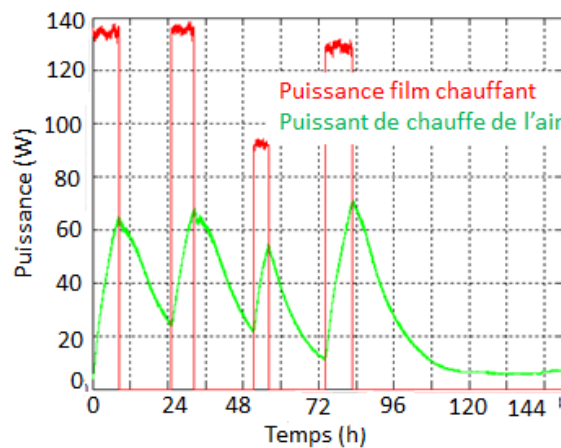


Figure 106 : Évolution du flux de chaleur récupéré par l'air et de la puissance d'alimentation du film chauffant

9. Résultats de simulation de charge et décharge simultanées et confrontation aux résultats expérimentaux

9.1 Objet des simulations

L'objet des simulations est de reproduire le comportement de l'UST. Avec comme valeurs d'entrée du modèle, les valeurs mesurées expérimentalement présentées à la Figure 103. À noter que, lors des simulations, on considère que la température d'air à l'entrée de l'UST correspond à la température d'air à la sortie de l'échangeur (température de consigne). Expérimentalement, l'air reçoit, dans le plenum supérieur, de la chaleur provenant de la paroi captatrice. Numériquement, cet effet n'est pas modélisé, et la totalité de cette chaleur est transmise à l'UST.

9.2 Résultats de simulation

La Figure 107 présente l'évolution des températures du MCP aux points de l'UST correspondant à l'emplacement des thermocouples sur le dispositif expérimental. On peut tout d'abord constater que les niveaux supérieurs sont les plus froids. En l'absence de la modélisation de la convection au sein de la phase liquide ceci était a priori évident. Seuls les flux horizontaux sont modélisés ici, n'interviennent donc que le flux de chaleur en paroi captatrice et celui échangé entre l'air et l'UST.

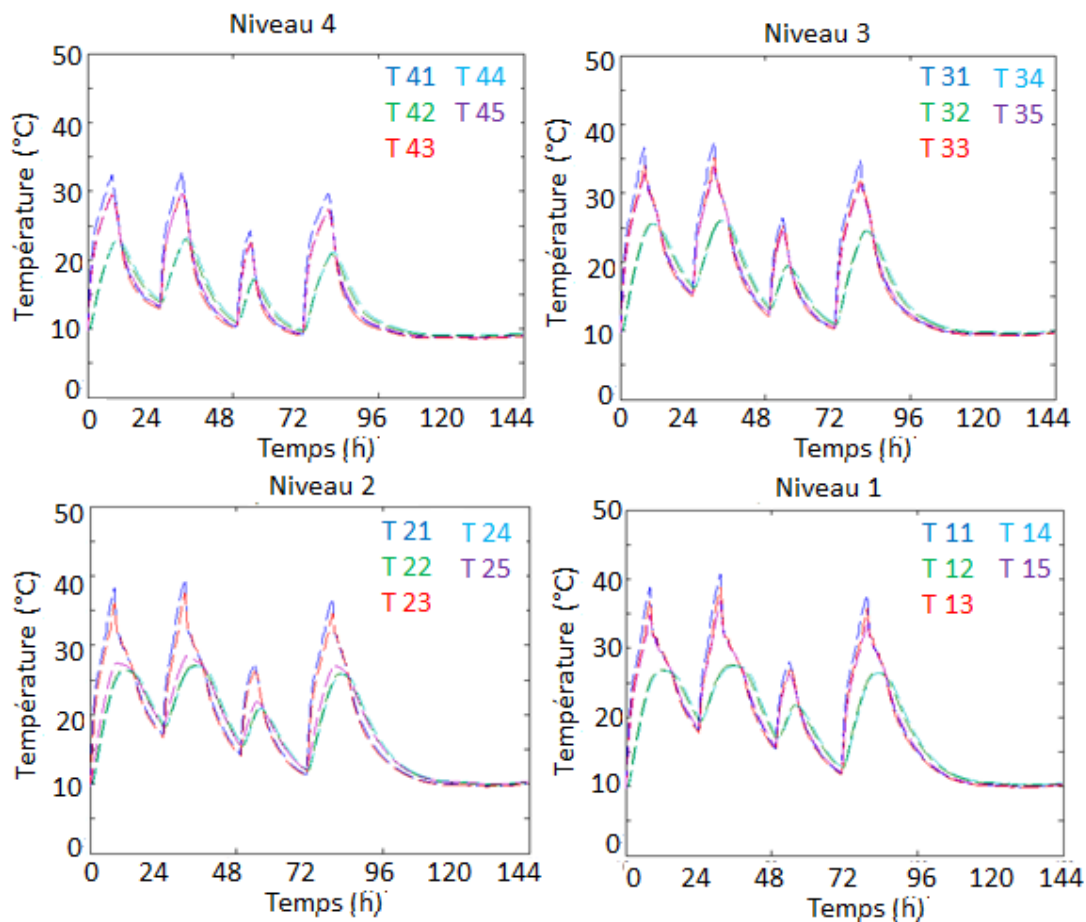


Figure 107 : Évolution de la température calculée numériquement au sein du MCP aux mêmes points que ceux considérés expérimentalement

9.3 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques

9.3.1 Températures du MCP et variation quotidienne de l'enthalpie du MCP

Comme pour les essais de charge seule, la non prise en compte des phénomènes de recouvrement de la phase solide par la phase liquide induit ici aussi des écarts entre résultats expérimentaux et numériques. Ceux-ci sont présentés à la Figure 108 où l'on peut voir qu'ils se répètent quotidiennement. Au niveau 4, les écarts sont importants et s'expliquent par l'absence du flux vertical thermique induit par la convection de la phase liquide et le phénomène de recouvrement.

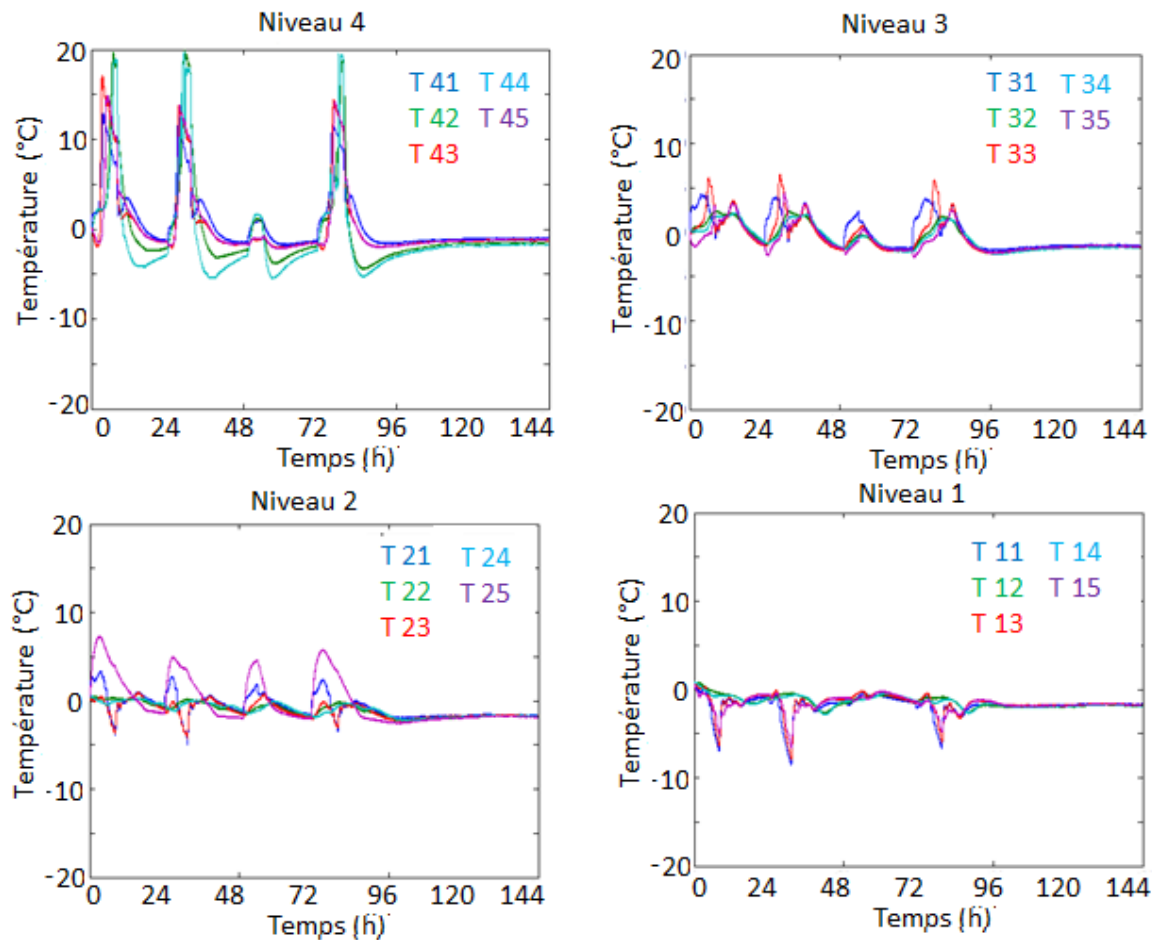


Figure 108 : Évolution des différences de température au sein du MCP entre les résultats expérimentaux et numériques

Par contre, la variation d'enthalpie sur une période de 24h évaluée expérimentalement et celle évaluée numériquement sont très proches. Comme on peut le voir dans le Tableau 21, chaque jour l'écart est inférieur à $1 \cdot 10^{-5}$ J. Ainsi, le niveau d'énergie global de l'UST calculé numériquement est proche de celui obtenu expérimentalement.

Ainsi, l'absence des équations de Navier Stokes dans le modèle induit des différences de température au sein du MCP, mais ne semble pas avoir d'incidence majeure sur la quantité d'énergie stockée dans l'UST.

Tableau 21 : Variation d'enthalpie quotidienne de l'UST (MCP et parois d'acier) déterminées expérimentalement et numériquement

Jour	Variation d'enthalpie expérimentale	Variation d'enthalpie numérique
1	$7 \cdot 10^5 \text{ J}$	$8 \cdot 10^5 \text{ J}$
2	$-2 \cdot 10^5 \text{ J}$	$-2 \cdot 10^5 \text{ J}$
3	$-5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$-4 \cdot 10^5 \text{ J}$
4	$5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$4 \cdot 10^5 \text{ J}$
5	$-6 \cdot 10^5 \text{ J}$	$-6 \cdot 10^5 \text{ J}$
6	0 J	0 J

9.3.2 Température de l'air en sortie et énergie fournie à l'air

La Figure 109 (a) présente une comparaison des valeurs numériques et expérimentales de la température d'air soufflé. L'écart des températures (Figure 109 (b)) atteint au maximum 2°C , durant les périodes de chauffe, et a une valeur moyenne de $0,6^\circ\text{C}$ pour l'ensemble de la période, la simulation ayant tendance à surestimer la montée en température de l'air, et la sous-estimer le reste du temps.

D'un point de vue énergétique, on remarque toutefois que cet écart n'a pas d'incidence majeure. Les valeurs de l'énergie fournie à l'air quotidiennement sont données au Tableau 22. L'écart n'est jamais supérieur à $0,3 \cdot 10^6 \text{ J}$, et est en général inférieur à 10% des valeurs mesurées. Cet écart est inférieur à l'incertitude du calcul de l'énergie fournie à l'air.

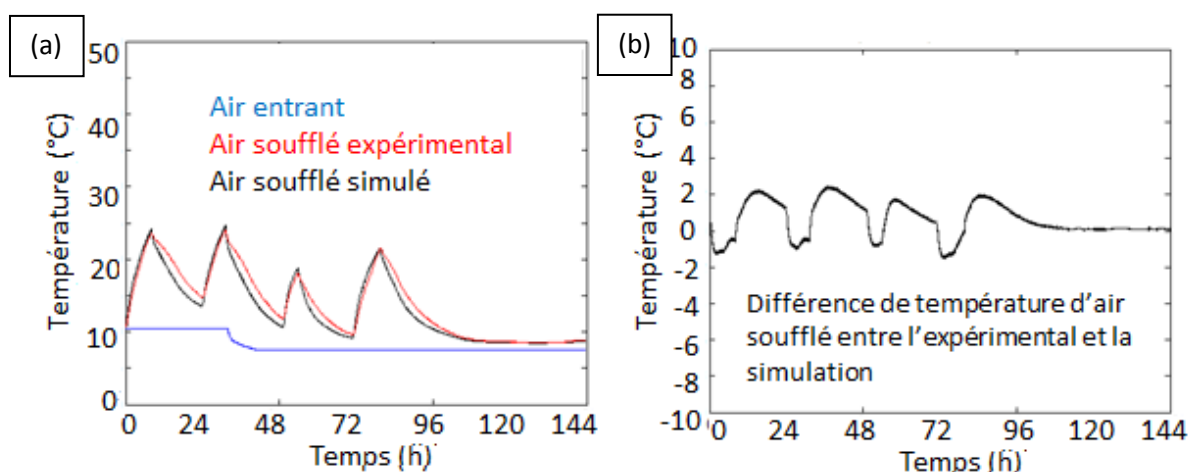


Figure 109 : (a) Température d'entrée d'air consignée (avant préchauffage dans le plenum), température d'air en sortie expérimentale et simulée (b) Évolution de l'écart de température d'air en sortie de l'UST entre les résultats expérimentaux et numériques

Tableau 22 : Énergie fournie à l'air quotidiennement calculée expérimentalement et numériquement

Jour	E_{Air} expérimentale	E_{Air} numérique
1	$3,1 \cdot 10^6 \text{ J}$	$3,2 \cdot 10^6 \text{ J}$
2	$3,8 \cdot 10^6 \text{ J}$	$3,6 \cdot 10^6 \text{ J}$
3	$2,3 \cdot 10^6 \text{ J}$	$2,3 \cdot 10^6 \text{ J}$
4	$3,5 \cdot 10^6 \text{ J}$	$3,6 \cdot 10^6 \text{ J}$
5	$1,2 \cdot 10^6 \text{ J}$	$0,9 \cdot 10^6 \text{ J}$
6	$0,6 \cdot 10^6 \text{ J}$	$0,5 \cdot 10^6 \text{ J}$

9.3.3 Synthèse de la comparaison

Les équations de Navier Stokes n'étant pas intégrées au modèle, ce dernier n'est pas adapté pour la reproduction des niveaux de température au sein du MCP, et en particulier la propagation du front de fusion. Toutefois, la principale sortie nécessaire à la simulation avec TRNSYS n'est pas la température du MCP mais celle de l'air à la sortie de l'UST. De ce point de vue, les résultats sont acceptables. On retrouve des profils de température relativement similaires, même si un écart subsiste. Le modèle donne aussi des résultats satisfaisants en termes d'énergie fournie à l'air et d'énergie stockée dans l'UST quotidiennement. Ces constats ont également été faits pour d'autres confrontations expérimentales numériques présentées en Annexe O. De ce point de vue une perspective du travail est de mener plusieurs expériences dans des conditions de débit, température d'entrée et puissance de chauffe suffisamment larges, afin de déterminer les cas limites au-delà desquels les résultats numériques ne sont plus fiables.

Des voies d'amélioration sont envisageables. Par exemple, si l'on souhaite rester dans la perspective d'un modèle « léger » en temps de calcul, et donc continuer à ne pas intégrer les équations de Navier Stokes, l'utilisation d'une conductivité thermique équivalente pour la phase liquide serait une solution. Elle permettrait de tenir compte de l'homogénéisation horizontale de la température de la phase liquide. Éventuellement, on pourrait concevoir artificiellement un vecteur de flux énergétique vertical, qui compenserait l'absence de modélisation du phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide.

10 Conclusion

Un second prototype d'UST a été mis en place en laboratoire. D'une architecture similaire à celle du premier prototype, il présente trois avantages par rapport à ce dernier :

- l'air est distribué de façon homogène dans les colonnes. Cela permet de réduire le modèle à une demi colonne d'UST ;
- des mesures de température sont réalisées au sein du MCP, sur quatre niveaux. Ces mesures permettent d'appréhender le comportement thermique du MCP et de confronter la modélisation du MCP aux résultats expérimentaux ;
- la mesure du débit est plus fiable. De ce fait des bilans énergétiques peuvent être établis.

Expérimentalement, nous avons pu observer deux phénomènes importants gouvernant le comportement thermique du MCP : le recouvrement de la phase liquide et l'homogénéisation des températures en phase liquide. Ainsi, lors des périodes où charge et décharge ont lieu simultanément, on observe trois flux énergétiques. Le premier est un flux horizontal lié à l'apport de chaleur en paroi captatrice. Le second est un flux horizontal lié au transfert d'énergie du MCP vers l'air. Enfin, le troisième est vertical de bas en haut et est causé par le phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide. Le comportement thermique du MCP dépend des interactions entre ces trois flux. Celles-ci varient en fonction des conditions expérimentales (apport énergétique, température d'entrée d'air et débit d'air) et de l'état de charge du MCP.

En cas de préchauffage de l'air continu, le déphasage mesuré expérimentalement entre apport solaire et restitution à l'air est faible. Une augmentation de ce déphasage est rendu possible par l'emploi du bipasse mis en place sur le premier prototype. Enfin, durant les périodes d'apport énergétique, le préchauffage de l'air commence dès l'entrée d'air dans le plenum supérieure. Cette observation rejoint le constat déjà fait lors de la première campagne expérimentale.

La comparaison des résultats numériques aux mesures expérimentales conduit aux conclusions suivantes. Tout d'abord, les valeurs de température au sein du MCP relevées expérimentalement diffèrent des valeurs calculées par le modèle numérique. Les écarts observés s'expliquent principalement par la non prise en compte des phénomènes convectifs verticaux dans le modèle. Toutefois, ces écarts ne sont pas préjudiciables au calcul de la température d'air en sortie de l'UST. En effet, les écarts de température d'air soufflée entre résultats numériques et mesures expérimentales sont rarement supérieurs à 3°C pour un préchauffage supérieur à 10 °C. De plus, l'écart en terme d'énergie fournie à l'air est inférieur à l'incertitude du calcul énergétique (incertitude sur le gradient de température, sur la mesure du débit et les propriétés thermophysiques de l'air). Le modèle est donc exploitable dans l'optique d'un couplage à TRNSYS, et donc celui de quantifier l'impact du mur capteur/stockeur sur le potentiel d'économie d'énergie, et sur la température intérieure du bâtiment.

Des voies d'amélioration du modèle sont envisageables. Si l'on souhaite rester dans la perspective d'un modèle « léger » en temps de calcul, et donc continuer de ne pas prendre en compte les équations de Navier Stokes, l'introduction d'une conductivité thermique équivalente pour la phase liquide serait une solution. Elle permettrait de prendre en compte l'homogénéisation

horizontale de la température de la phase liquide. Éventuellement, on pourrait concevoir artificiellement un vecteur de flux énergétique vertical, qui compenserait l'absence de modélisation du phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide.

Conclusion générale

Le renouvellement d'air dans les bâtiments s'accompagne d'une consommation énergétique. Diverses sources d'énergies renouvelables existent pour fournir les apports nécessaires au préchauffage de l'air ambiant. Le mur capteur/stockeur développé ici permet de préchauffer l'air entrant, par récupération des apports solaires. Cette chaleur est emmagasinée sous forme latente et est restituée à l'air neuf entrant dans le bâtiment. La restitution peut être continue ou être uniquement activée durant certaines périodes par l'utilisation d'un bipasse.

L'état de l'art relatif à l'utilisation des matériaux à changement de phase dans le bâtiment, a permis de déterminer les avantages et inconvénients des différents MCP et les méthodes d'encapsulation existante. Suite à ces observations, la paraffine a été choisie pour être macro-encapsulée dans une unité de stockage thermique. En parallèle, un second état de l'art a concerné les architectures possibles de mur capteur. Il est apparu que la plupart des murs capteur/stockeur repose sur une récupération d'énergie en surface. Ceci induit un déphasage entre les apports et la restitution de chaleur, déphasage dépendant des propriétés du MCP et de l'épaisseur de celui-ci.

Dans le second chapitre, à partir des constatations issues des états de l'art dressés précédemment, la capacité de stockage du mur capteur a été dimensionnée en fonction des apports solaires potentiels. Par ailleurs, la récupération de chaleur se fait au sein du matériau à changement de phase et non en surface. Le réseau aéraulique de l'air entrant comprend également un bipasse. Celui-ci permet de ne pas faire circuler l'air dans l'UST, et d'éviter ainsi la récupération d'énergie lorsque celle-ci n'est pas souhaitable (par exemple, en cas d'absence d'occupant dans le bâtiment ou encore lorsque les besoins énergétiques du bâtiment sont nuls). La géométrie de l'UST et la position des tubes aérauliques le traversant ont été optimisées en appliquant la méthode du NUT. Celle-ci a permis d'estimer, en fonction de la géométrie et de la température de fusion du MCP, la température d'air soufflée en sortie d'UST.

Le prototype développé a été expérimenté in situ, sur une cellule expérimentale en conditions réelles. Ce premier dispositif a montré certaines limites, notamment concernant la répartition d'air dans les conduites traversant l'UST, ou encore l'incertitude de la mesure du débit due à des défauts d'étanchéité de la cellule. Des thermocouples ont été placés dans l'UST dans l'objectif d'appréhender le changement de phase et son évolution au sein de l'UST, et d'obtenir des valeurs de température destinées à la validation du modèle numérique de mur capteur/stockeur développé.

Le modèle numérique du mur capteur/stockeur a été développé dans l'optique d'un couplage au code de simulation thermique dynamique du bâtiment TRNSYS. Le critère prépondérant dans les choix de conception du modèle est par conséquent la rapidité d'exécution des calculs.

Un modèle nodal à cinq nœuds permet de déterminer le flux de chaleur, provenant du rayonnement solaire incident, transmis par la paroi captatrice du mur.

Le stockage de chaleur dans l'UST est modélisé en trois dimensions avec une discrétisation spatiale en volumes finis. Le problème de Stefan, qui consiste à modéliser le front de fusion et les différentes phases du MCP, est résolu avec une formulation dite faible. Celle-ci

présente l'avantage d'avoir un maillage fixe, ce qui réduit le temps de calcul. Ce modèle ne considère pas la convection de la phase de transition et de la phase liquide du MCP.

Enfin l'échange convectif entre l'air et les parois des tubes de l'UST est modélisé à l'aide d'un coefficient de convection déterminé empiriquement à partir de l'équation de Kays. La température soufflée dans le bâtiment est la sortie principale du modèle.

Dans une dernière partie, le second prototype de mur capteur/stockeur est présenté. Il est muni d'une instrumentation dense, avec notamment 20 thermocouples placés au sein même du MCP. Ces températures mesurées ont permis d'observer le comportement thermique du MCP. En phase liquide, le phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide a ainsi été observé. Celui-ci induit un flux de chaleur vertical de bas en haut. Par ailleurs, à un niveau donné, les mouvements convectifs tendent à homogénéiser la phase liquide en température. Une simulation d'apports solaires sur une période de plusieurs jours montre un préchauffage quotidien, avec une amplitude importante. Ainsi, un mur de 1 mètre de haut et 30 cm de large soumis à un ensoleillement hivernal maximal, chauffera un air froid (environ 5°C) à une puissance moyenne du préchauffage n'excédant pas 50 W. Le préchauffage est sinusoïdale au cours de la journée avec un maximum en fin de période d'apports. L'amplitude de la puissance de chauffage est importante, à savoir de presque 50W.

Les valeurs calculées par la simulation numérique ont été comparées aux valeurs obtenues expérimentalement. Concernant les températures du MCP, l'absence de modélisation des phénomènes convectifs conduit à des écarts entre résultats numériques et expérimentaux. Les températures en partie haute de l'UST sont sous-estimées par le modèle, à l'inverse des températures en partie basse, qui sont surestimées. Ces écarts sont moins marqués pour la température d'air soufflé, car n'excédant pas 3°C pour un préchauffage pouvant dépasser 13°C.

Ces constats amènent à valider le modèle expérimental, même si des voies d'amélioration sont envisageables pour accroître la précision. Par exemple, si l'on souhaite rester dans la perspective d'un modèle « léger » en temps de calcul, et donc continuer de ne pas tenir compte des équations de Navier Stokes, l'introduction d'une conductivité thermique équivalente pour la phase liquide serait une solution. Elle permettrait de tenir compte de l'homogénéisation horizontale de la température dans la phase liquide. Éventuellement, on pourrait concevoir artificiellement un vecteur de flux énergétique vertical, qui compenserait l'absence de modélisation du phénomène de recouvrement de la phase solide par la phase liquide.

Les suites à mener à ce travail de thèse sont dans un premier temps de réaliser les simulations du bâtiment couplées au modèle de mur capteur/stockeur, afin de déterminer la réduction des consommations d'énergie non renouvelable consécutive à l'utilisation du mur capteur et de comparer ce système à d'autres systèmes de préchauffage de l'air (VMC double flux, puits climatiques, fenêtre pariétodynamique...).

Il s'agirait ensuite de déterminer la faisabilité économique d'un tel mur capteur, les matériaux à changement de phase ayant un coût relativement élevé. Puis il faudrait considérer les problématiques sanitaires liées à la circulation d'air dans l'UST. Et enfin, afin de s'assurer de la pertinence de stocker l'énergie solaire dans des MCP, une estimation de l'énergie grise d'un mur capteur/stockeur latent apparaît nécessaire afin d'évaluer l'économie d'énergie non-renouvelable réelle réalisée.

Enfin on peut envisager, à partir de la structure du mur capteur avec UST, le recyclage de l'air intérieur par modification du circuit aéraulique, et la mise en place d'un film chauffant sur la face arrière de l'UST, afin de chauffer la masse thermique durant les heures creuses en cas d'absence d'ensoleillement.

Bibliographie

- Abhat, A. (1983) 'Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials', *Solar Energy*, vol 30, no 4, pp 313–332
- Ahmad, M., Bontemps, A., Sallée, H. et Quenard, D. (2006) 'Thermal testing and numerical simulation of a prototype cell using light wallboards coupling vacuum isolation panels and phase change material' *Energy and Buildings*, vol 38, no 6, pp673–681
- Amin N.A.M., Bruno F. et Belusko M (2012) 'Effectiveness-NTU correlation for low temperature PCM encapsulated in spheres' *Applied Energy*, vol. 93, pp 549-555.
- Amir, M., Lacroix, M. et Galanis, N. (1999) 'Comportement thermique de dalles chauffantes électriques pour le stockage quotidien' *International Journal of Thermal Science*, vol 38, no 2, pp121-131
- Athienitis, A.K., Liu, C., Hawes, D., Banu, D. et Feldman, D. (1997) 'Investigation of the thermal performance of a passive solar test-room with wall latent heat storage' *Building and Environment*, vol 32, no 5, pp405–410
- Athienitis, A.K. et Chen, Y. (2000) 'The effect of solar radiation on dynamic thermal performance of floor heating systems' *Solar Energy*, Vol 69, no 3, pp 229-237
- Arkar, C. et Medved, S. (2007) 'Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system' *Solar Energy*, vol 81, no 9, pp1078-1087
- Arkar, C., Vidrih, B. et Medved, S. (2007) 'Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building' *International Journal of Refrigeration*, vol 30, no 1, pp134-143
- Arzamendia Lopez, J.P (2013) 'Méthodologie de conception des matériaux architectures pour le stockage latent dans le domaine du bâtiment', rapport de thèse, INSA de Lyon.
- Azzouz K., Leducq D., Guilpart J., Gobin D. (2007) 'Modélisation dynamique d'un système frigorifique domestique couplé à un matériau à changement de phase' *13 èmes Journées Internationales de Thermique*
- Baetens, R., Jelle, B.P. et Gustavsen, A. (2010) 'Phase change materials for buildings application: A state-of-the-art review' *Energy and Buildings*, vol 42, no9, pp 1361-1368
- Banu, D., Feldman, D., Haghighat, F., Paris, J. et Hawes, D. (1998) 'Energy-storing wallboard: flammability tests' *Journal of Materials in Civil Engineering*, vol 10, no 2, pp 98–105.
- Basecq, V., Michaux G., Inard C., et Blondeau P. (2013), « Short-term storage systems of thermal energy for buildings: a review", *Advances in Building Energy Research*, vol 7, 1, pp 66-119.

- Belusko M., Halawa E. et Bruno F (2012) 'Characterising PCM thermal storage systems using the effectiveness-NTU approach' *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 55, pp 2259-3365.
- Belusko, M., Saman, W. et Bruno, F. (2004) 'Roof integrated solar heating system with glazed collector' *Solar Energy*, vol 76, no 1-3, pp61-69
- Bernard, C. , Body, Y., et Zanolli A. (1985) 'Experimental comparison of latent and sensible heat thermal walls' *Solar Energy*, vol 34, issue 6, pp 475-487
- Blondeau, P., Spérandio, M. et Allard, F. (1997) 'Night ventilation for building cooling in summer' *Solar Energy*, vol 61, no 5, pp327-335.
- Bontemps, A., Ahmad, M., Johannès, K. et Salle, H. (2011) 'Experimental and modelling study of twin cells with latent heat storage walls' *Energy and Buildings*, vol 43, no 9, pp2456–2461
- Bony J., Citherlet S. (2007) 'Numerical model and experimental validation of heat storage with phase change materials' *Energy and Buildings*, vol 39, pp 1065-1072
- Borderon J. (2012) 'Intégration des matériaux à changement de phase comme système de régulation dynamique en rénovation thermique', *manuscrit de thèse*, Laboratoire des Sciences de l'Habitat, Département Génie civil et Bâtiment, ENTPE, Université de Lyon.
- Bourdeau, L. Jaffrin, A. et Moisan A. (1980) 'Captage et stockage d'énergie solaire dans l'habitat par le moyen de mur diode à chaleur latente' *Revue de Physique Appliquée*, vol 15, pp559-56.
- Cabeza, L.F., Illa, J., Badia, F., Roca, J., Meheling, H., Heibler, S. et Ziegler, F. (2001) 'Immersion corrosion tests on metal- salt hydrate pairs used of latent heat storage in the 32 to 36 C temperature range' *Materials and corrosion*, vol 52, no 2, pp140-146
- Cabeza, L.F., Castellon, C., Nogus, M., Medrano, M., Leppers, R. et Zubillaga O. (2007) 'Use of microencapsulated PCM in concrete walls for energy savings' *Energy and Buildings*, vol 39, no2, pp113–119
- Cabeza, L.F., Castell, A., Barreneche, C., De Gracia, A. et Fernandez, A. (2011) 'Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings : A review' *Renewable and sustainable Energy Reviews*, vol 15, no 3 pp1675-1695
- Cai, Y., Hu, Y., Song, L., Tang, Y., Yang, R., Zhang, Y., Chen, Z. et Fan, W. (2006) 'Flammability and thermal properties of high density polyethylene/paraffin hybrid as a form-stable phase change material' *Journal of Applied Polymer Science*, vol 99, no 4, pp1320-1327
- Cai, Y.B., Hu, Y., Song, L. et Kong, Q.H. (2007) 'Preparation and flammability of high density polyethylene/paraffin/organophilic montmorillonite hybrids as a form-stable phase change material' *Energy Conversion and Management*, vol 48, no 2, pp462–469
- Cai, Y., Song, L., He, Q., Yang, D. et Hu, Y. (2008) 'Preparation, thermal and flammability properties of a novel form-stable phase change materials based on high density polyethylene/poly(ethylene-co-vinyl acetate)/organophilic montmorillonite nanocomposites /paraffin compounds' *Energy Conversion and Management*, vol 49, no 8, pp2055–2062

- Carbonari, A., De Grassi, M., Di Perna, C. et Principi, P. (2006) 'Numerical and experimental analyses of PCM containing sandwich panels for prefabricated walls' *Energy and Buildings*, vol 38, no 5, pp472–483
- Castell, A., Martorell, I., Medrano, M., Perez, G. et Cabeza, L.F. (2010) 'Experimental study of using PCM in brick constructive solutions for passive cooling' *Energy and Buildings*, vol 42, no 4, pp534–540
- Castellon, C., Medrano, M., Roca, J., Cabeza, L.F. Navarro ME, Fernandez AI, Lazaro A et Zalba B. (2010) 'Effect of microencapsulated phase change material in sandwich panels' *Renawable Energy*, vol 35, no 10, pp2370-2374
- Ceron, I., Neila, J. et Khayet, M. (2011) 'Experimental tile with phase change materials for building use' *Energy and Buildings*, vol 43, no 8, pp1869-1874
- Cheik S. (2010) 'Analyse et modélisation du comportement thermique d'un système de préchauffage d'air neuf pour l'habitat intégrant un matériau à changement de phase' Phd Report, Université d'Artois.
- Ciampi, M., Leccese, F. et Tuoni, G. (2003) 'Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings' *Solar Energy*, vol 75, no 6, pp491–502
- Coen Porisini, F. (1998) 'Salt hydrates used for latent heat storage: corrosion of metals and reliability of thermal performance' *Solar Energy* 41, vol 41, no 2, pp193-197
- De Gracia, A., Rincon, L., Castell, A., Jimenez, M., Boer, D., Medrano, M. et Cabeza, L.F. (2010) 'Life cycle Assessment of the inclusion of phase change materials in experimental buildings' *Energy and Buildings*, vol 42, no 9, pp1517-1523
- Dolado P., Lazaro A., Marin J. M., Zalba B. (2011) 'Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation' *Energy Conversion and Management*, vol 52, pp 1890-1907
- Duffie J. et Beckman W. (2006) 'Solar engineering of thermal process - Third Edition' *Wiley*
- Dutil Y., Daniel R. Rousse D. R., Ben Salah N., Lassue S., Zalewski L. (2011) 'A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations' *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 15, pp 112–130
- El Omari K., Le Guer Y., Kousksou T., Zeraouli Y., Mazo J., Dolado P. 'Modélisation du comportement thermique d'un mur à inclusion de MCP' *Congrès français de thermique*, SFT 2012, Talence, 29 mai -1 er juin.
- Entrop, A.G., Brouwers, H.J.H. et Reinders, A.H.M.E. (2011) 'Experimental research on the use of micro-encapsulated Phase Change Materials to store solar energy in concrete floors and to save energy in Dutch houses' *Solar Energy*, vol 85, no5, pp1007–1020
- Esen M., Ayhan T (1996) 'Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials' *Energy conversion management*, vol 37, pp 1775-1785.

Faure X. (2007) 'Optimisation d'enveloppe hybride pour bâtiment à haute performance énergétique' *Manuscrit de thèse*, Université Joseph Fourier.

Farouk, B et Guceri, S.I. (1981) 'Trombe-Michel wall using phase change materials (for solar heating of buildings), Alternative energy sources II' In: Proceedings of the second Miami International Conference, Miami beach, FLA, United States, pp493-502

Feldman, D., Khan, M.A. et Banu, D. (1989) 'Energy storage composite with an organic PCM' *Solar Energy Materials*, vol 18, no 6, pp333–341.

Feldman D, Banu D, Hawes D et Ghanbari E. (1991) 'Obtaining an energy storing building material by direct incorporation of an organic phase change material in gypsum wallboard' *Solar Energy Materials*, vol 22, no 2-3, pp231–242

Ghoneim, A.A., Klein, S.A. et Duffie, J.A. (1991) 'Analysis of collector-storage building walls using phase change materials' *Solar energy*, vol 47, no 1, pp 237-242

Gong Z.-X., Mujumdar A.S. (1996) 'Finite-Element analys of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger' *Applied Thermal Engineering*, vol 17, pp 583-591.

Hadjieva, M., Kanev, S. et Argirov, J. (1992) 'Thermophysical properties of some paraffins applicable to thermal energy storage' *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol 27, no 2, pp181-187

Hammou, Z.A. et Lacroix, M. (2006) 'A hybrid thermal energy storage system for managing simultaneously solar and electric energy' *Energy Conversion and Management*, vol 47, no 4, pp273–288

Hasnain, S.M. (1998) 'Review on sustainable thermal energy storage technologies, part I: Heat Storage Materials and Techniques' *Energy Conversion and Management*, vol 39, no 11, pp1127-1138

Hawes, D.W. et Feldman, D. (1992) 'Absorption of phase change materials in concrete' *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol 27, no 2, pp91–101

Hawes, D.W., Feldman, D. et Banu, D. (1993) 'Latent heat storage in building materials' *Energy and Buildings*, vol 20, no 1, pp77–86

Hawladar, M.N.A., Uddin, M.S. et Khin, M.M. (2003) 'Microencapsulated PCM thermal-energy storage system' *Applied Energy*, vol 74, no 1-2, pp195–202

Heim D., Clarke J.A. (2004) 'Numerical modelling and thermal simulation of PCM–gypsum composites with ESP-r' *Energy and Buildings*, vol 36, pp 795-805

Heim D. (2005) 'Two solution methods of heat transfer with phase change within whole building dynamic simulation' *Ninth International IBPSA Conference*

IEA-ECBCS-Annex 44 (2009) 'Expert Guide, Part II – Responsive Building Elements' *Subtask A*, NTNU Norway

IEA-SHC-Task 32 (2005) 'Inventory of PCM' *Report C2* edited by Streicher, W., Cabeza, L.F., Heinz A.

Inaba, H. et Tu, P. (1997) 'Evaluation of thermophysical characteristics on shape-stabilized paraffin as a solid–liquid phase change material' *Heat and Mass Transfer*, vol 32, no 4, pp307–312

ISO 7726 (1998) 'Ergonomie des ambiances thermiques – Appareils de mesure des grandeurs physiques'

Izquierdo-Barrientos M.A., Belmonte J.F., Rodríguez-Sánchez D., Molina A.E., Almendros-Ibáñez J.A. (2012) 'A numerical study of external building walls containing phase change materials (PCM)', *Applied Thermal Engineering*, vol 47, pp 73-85

Karlessi, T., Santamouris, M., Synnefa, A., Assimakopoulos, D., Didaskalopoulos, P. et Apostolakis, K. (2011) 'Development and testing of PCM doped cool colored coatings to mitigate urban heat island and cool buildings' *Building and Environment*, vol 46, no 3, pp570-576

Khalifa, A.J.N. et Abbas E.F. (2009) 'A comparative performance study of some thermal storage materials used for solar space heating' *Energy and Buildings*, vol 41, no 4, pp 407-415

Khudhair, A.M. et Farid, M.M. (2004) 'A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials' *Energy Conversion and Management*, vol 45, no 2, pp263–275

Knowels, T. (1983) 'Proportioning composites for efficient thermal storage walls' *Solar Energy*, vol 31, no 3, pp319-326

Kuznik, F., Virgone, J. et Roux, JJ. (2006) 'Energetic efficiency of room wall containing PCM wallboard: a full-scale experimental investigation' *Energy and Buildings*, vol 40, no 2, pp148–156

Kuznik, F. et Virgone, J. (2009) 'Experimental assessment of a phase change material for wall building use' *Applied Energy*, vol 86, no 10, pp2038-2046

Kuznik, F., David, D., Johannes, K. et Roux, JJ. (2010) 'A review of phase change materials integrated in building walls' *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 15, no1 , pp 379-391

Lacroix M et Voller VR. (1990) 'Finite different solutions of solidification phase change problems: transformed versus fixed grids.' *Numer Heat Transfer Part B*, vol 17, pp 25-41

Lamberg P., Sirén K. (2003) 'Approximate analytical model for solidification in a finite PCM storage with internal fins' *Applied Mathematical Modelling*, vol 27, pp 491–513

Lamberg P. (2004) 'Approximate analytical model for two-phase solidification problem in a finned phase-change material storage' *Applied Energy*, vol 77, pp 131–152

Lazaro, A., Dolado, P., Marin, J. et Zalba, B. (2009) 'PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings : Experimental results of two real-scale prototypes' *Energy Conversion and Management*, vol 50, no 3, pp439-443

Li, J., Xue, P., He, H., Ding, W. et Han, J. (2009) 'Preparation and application effects of a novel form-stable phase change material as the thermal storage layer of an electric floor heating system' *Energy and Buildings*, vol 41, no 8, pp871–880

Lin K., Zhang Y., Xu X., H. , Yang R., Qin P. (2004) 'Modeling and simulation of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates' *Building and Environment*, vol 39, pp 1427–1434

Lin, K., Zhang, Y., Xu Xu, X., Di, H., Yang, R. et Qin, P. (2005) 'Experimental study of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates' *Energy and Building*, vol 37, no 3, pp215–220.

Manz, H., Egolf, P.W., Suter, P. et Goetzberger, A. (1997) 'TIM-PCM external wall system for solar space heating and daylighting' *Solar Energy*, vol 61, no 6, pp 369-379

Medina, M.A., King, J.B. et Zhang, M. (2008) 'On the heat transfer rate reduction of structural insulated panels (SIPs) outfitted with phase change materials (PCMs)' *Energy*, vol 33, no 4, pp667–678

Mehling, H. et Cabeza, L.F. (2007) 'Phase change materials and their basic properties' In: Paksoy HO, editor. Thermal energy storage for sustainable energy consumption: fundamentals, case studies and design. Kluwer Academic PublishersGroup pp257–278

Nagano, K., Takeda, S., Mochida, T. et Shimakura, K., (2004) 'Thermal characteristics of a direct heat exchange system between granules with phase change material and air' *Applied Thermal Engineering* vol 24, no 14-15, pp 2131-2144

Nagano, K., Takeda, S., Mochida, T., Shimakura, K. et Nakamur, T. (2006) ' Study of a floor supply air conditioning system using granular phase change material to augment building mass thermal storage—Heat response in small scale experiments' *Energy and Buildings*, vol 38, no 5, pp436–446

Nayak, J.K. (1987) 'Transwall versus Trombe wall: Relative performance studies', *Energy Conversion and Management*, vol 27, no 4, pp 389-393

Neeper, D.A. (2000) 'Thermal dynamics of wallboard with latent heat storage' *Solar Energy*, vol 68, no 5, pp393–403

Pasupathy A., Athanasius L., Velraj R., Seeniraj R.V. (2008) 'Experimental investigation and numerical simulation analysis on the thermal performance of a building roof incorporating phase change material (PCM) for thermal management' *Applied Thermal Engineering*, vol 28, pp 556–565

Pavlov, G. et Olesen, B.W. (2011) 'Building Thermal Energy Storage – Concepts and Applications' In: *Roomvent 2011 Proceeding, 12th International Conference on Air Distribution in Rooms, Norway*

Principi P., Fioretti R. (2012) 'Thermal analysis of the application of pcm and low emissivity coating in hollow Bricks', *Energy and Buildings*, vol 51, pp 131-142.

Raj A.A. et Velraj R.(2010) 'Review on free cooling of buildings using phase change materials' *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 14, no 9, pp2819–2829

Réglementation thermique 2012 (2012), 'Règles Th-U Fascicule 1: Généralités' CSTB

Richman R.C. et Pressnail K.D. (2009) 'A more sustainable curtain wall system: Analytical modeling of the solar dynamic buffer zone (SDBZ) curtain wall' *Building and Environment*, vol 44, pp 1-10

Richman R.C. et Pressnail K.D. (2010) 'Quantifying and predicting performance of the solar dynamic buffer zone (SDBZ) curtain wall through experimentation and numerical modeling' *Energy and Buildings*, vol 42, pp 522-533

Russell, M.B. et Surendran, P.N. (2001) 'Influence of active heat sinks on fabric thermal storage in building mass' *Applied Energy*, vol 70, no 1, pp17-33

Sacadura (1993) 'Initiation aux transferts thermiques', *Lavoisier - Technique et documentation*

Sadineni, S.B., Madala, S. et Boehm, R.F. (2011) 'Passive building energy savings: A review of building envelope components' *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 15, no 8, pp3617-3631

Salzer, O. et Sircar, A.K. (1990) 'Phase Change Materials For Heating and Cooling Of Residential Buildings and Other Applications' *Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference- IECEC'90*

Saman, W., Bruno, F. et Halawa, E. (2005) 'Thermal performance of PCM thermal storage unit for a roof integrated solar heating system' *Solar Energy*, vol 78, no 2, pp341-349

Sanjuan, C., Suarez, M.J., Gonzalez, M., Pistono, J. et Blanco, E. (2011) 'Energy performance of an open-joint ventilated façade compared with a conventional sealed cavity façade' *Solar Energy*, vol 85, no 9, pp1851-1863

Sari, A. (2004) 'Form-stable paraffin/high density polyethylene composites as a solid-liquid phase change material for thermal energy storage: preparation and thermal properties' *Energy Conversion and Management*, vol 45, no 13-14, pp2033-2042

Schossig, P., Henning, H.M., Gschwander, S. et Haussmann, T. (2005) 'Microencapsulated phase-change materials integrated into construction materials' *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol 89, no 2-3, pp297-306

Seck, C. (2010) 'Analyse et modélisation du comportement thermique d'un système de préchauffage d'air neuf pour l'habitat, intégrant un matériau à changement de phase' *Thèse de doctorat de l'université d'Artois. Faculté des sciences appliquées de Bethune*

Shen J., Lassue S., Zalewski L., Huang D. (2007) 'Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls', *Energy and Building*, vol 39, pp 962-974.

Shilei, L., Neng, Z. et Guohui, F. (2006) 'Impact of phase change wall room on indoor thermal environment in winter' *Energy and Buildings*, vol 38, no 1, pp18-24

Shilei, L., Guohui, F., Neng, Z. et Li, D. (2007) 'Experimental study and evaluation of latent heat storage in phase change materials wallboards' *Energy and Buildings*, vol 39, no 10, pp1088-1091

- Sunliang, C. (2010) 'State of the Art Thermal Energy Storage Solutions for High Performance Buildings' *Master's Thesis, University of Jyväskylä, Norway*
- Stritih, U. et Butala V. (2010) 'Experimental investigation of energy saving I buildings with PCM cold storage' *International journal of refrigeration*, vol 33, no 8, pp1676-1683
- Stritih, U. et Novak, P. (1996) 'Solar heat storage wall for building ventilation' *Renewable Energy*, vol 8, Issues 1-4, pp 268-271
- Tabares-Velasco P.C., Christensen C., Bianchi M. (2012) 'Verification and validation of EnergyPlus phase change material model for opaque wall assemblies' *Building and Environment*, vol 54, pp 186-196.
- Takeda, S., Nagano, K., Mochida, T. et Shimakura, K. (2004) 'Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material' *Solar Energy*, vol 77, no 3, pp 329-338
- Tay N.H.S, Belusko M. et Bruno F (2012, a), 'An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems' *Applied energy*, vol 91, pp 309-319.
- Tay N.H.S, Bruno F. et Belusko M. (2012, b) 'Experimental validation of a CFD and an -NTU model fot a large tube-in-tank PCM system' *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp 5931-5940.
- Telkes, M. (1978) 'Trombe wall with phase change material. In: Proceedings of the 2nd National Passive Solar Conference' Philadelphia, PA, USA
- Trp A. (2005) 'An Experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent energy storage unit' *Solar Energy*, vol 79, pp 648-660
- Tyagi, V.V. et Buddhi, D. (2007) 'PCM Thermal storage in buildings : A state of art' *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 11, no 6, pp1146-1166
- Tyagi, V.V., Kaushik, S.C., Tyagi, S.K. et Akiyama, T. (2011) 'Development of phase change materials based microencapsulated technologies for buildings: A review' *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 15, no 2, pp1373-1391
- Voelker, C., Kornadt, O. et Ostry, M. (2008) 'Temperature reduction due to the application of phase change materials' *Energy and Buildings*, vol 40, no 5, pp937-944
- Voller V.R. (1986) 'An implicit enthalpy solution for phase change problems: with application to a binary alloy solidification' *Applied Mathematic Modelling*, vol 11, pp 110-116
- Weinlaeder, H., Koerner, W. et Heidenfelder, M. (2011) 'Monitoring results of an interior sun protection system with integrated latent heat storage' *Energy and Buildings*, vol 43, no 9, pp2468-2475
- Xiao, M., Feng, B. et Gong, K.C. (2001) 'Thermal performance of a high conductive shape-stabilized thermal storage material ' *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol 69, no 3, pp293-296

- Xiao, M., Feng, B. et Gong, K. (2002) 'Preparation and performance of shape stabilizes phase change thermal storage materials with high thermal conductivity' *Energy conversion and management*, vol 43, no 1, pp103–108
- Yangbing, K., Yi, J. et Yinping, Z. (2003) 'Modeling and experimental study on an innovative passive cooling system- NVP system' *Energy and Buildings*, vol 35, no , pp417-425
- Ye, H. et Ge, X.S. (2000) 'Preparation of polyethylene-paraffin compound as a form-stable solid–liquid phase change material' *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol 64, no 1, pp37–44
- Ye W.-B., Zhu D.-S., Wang N. (2012) 'Fluid flow and heat transfer in a latent thermal energy unit with different phase change material cavity volume fractions' *Applied Thermal Engineering*, vol 42, pp 49-57.
- Younsi Z (2008) 'Étude expérimentale et numérique du comportement thermique de matériaux à changement de phase. Intégration dans un composant solaire passif pour l'habitat.' *Manuscrit de thèse*, Université d'Artois, Faculté des sciences appliquées de Bethune.
- Zalba, B., Marín, J.M., Cabeza, L.F. et Mehling, H. (2003) 'Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications' *Applied Thermal Engineering*, vol 23, no 3, pp251–283
- Zalba, B., Marín, J.M., Cabeza, L.F. et Mehling, H. (2004) 'Free-cooling of buildings with phase change materials' *International Journal of Refrigeration*, vol 27, no 8, pp839-849
- Zalewski L (1996) 'Etude expérimentale et simulation numérique d'un mur solaire composite, optimisation des performances énergétiques.' *Manuscrit de thèse*, Université d'Artois, Faculté des sciences appliquées de Bethune.
- Zalewski, L., Joulin, A., Lassue, S., Dutil, Y. et Rousse, D. (2012) 'Experimental study of small-scale solar wall integrating phase change material' *Solar Energy*, vol 86, no 1, pp208-219
- Zeng, R., Wang, X., Di, H., Jiang, F. et Zhang, Y. (2011) 'New concepts and approach for developing energy efficient buildings: Ideal specific heat for building internal thermal mass' *Energy and Buildings*, vol 43, no 5, pp1081–1090
- Zhang, P., Hu, Y., Song, L., Lu, H., Wang, J. et Liu, Q. (2009) 'Synergistic effect of iron and intumescent flame retardant on shape-stabilized phase change material' *Thermochimical Acta*, vol 487, no 1-2, pp74–79
- Zhang, P., Hu, Y., Song, L., Ni, J., Xing, W. et Wang, J.(2010) ' Effect of expanded graphite on properties of high-density polyethylene/ paraffin composite with intumescent flame retardant as a shape-stabilized phase change material' *Solar Energy Materials & Solar Cells*, vol 94, no 2, pp360–365
- Zhang, Y.P., Yang, R., Di, H.F., Lin, K.P., Xu, X. et Qin, P.H. (2004) 'Preparation, thermal performance and application of shape-stabilized PCM in energy efficient buildings' *Collection of technical papers second international energy conversion engineering conference AIAA 1* pp600–610

Zhang, Y., Ding, J., Wang, X., Yang, R. et Lin, K. (2006) 'Influence of additives on thermal conductivity of shape-stabilized phase change material' *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol 90, no 11, pp1692–1702

Zhang, Y., Zhou, G., Lin, K., Zhang, Q. et Di, H. (2007) 'Application of latent heat thermal energy storage in buildings: State-of-the-art and outlook ' *Building and environment*, vol 42, no 6, pp2197-2209

Zhuang, Z., Li, Y., Chen, B. et Guo, J. (2009) 'Chinese Kang as a domestic heating system in rural northern China—A review' *Energy and Buildings*, vol 41, no 1, pp111–119

Annexes

Annexe A : MCP disponibles dans le commerce

Le tableau suivant donne une liste non exhaustive de matériaux disponibles dans le commerce et donne leurs principales propriétés thermophysiques.

Fournisseur	Produit	Type	Température de changement de phase (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur latente (kJ/kg)	Chaleur spécifique (kJ/kg.K)	Conductivité thermique (W/m.K)
PCM product limited (EPS and Christopia)	S7	Hydrated Salt	7	1700	150	1,85	0,4
	S8	Hydrated Salt	8	1475	150	1,9	0,44
	S10	Hydrated Salt	10	1470	155	1,9	0,43
	S13	Hydrated Salt	13	1515	160	1,9	0,43
	S15	Hydrated Salt	15	10	160	1,9	0,43
	S17	Hydrated Salt	17	1525	160	1,9	0,43
	S19	Hydrated Salt	19	1520	160	1,9	0,43
	S21	Hydrated Salt	22	1530	170	2,2	0,54
	S23	Hydrated Salt	23	1530	17	2,2	0,54
	S25	Hydrated Salt	25	1530	180	2,2	0,54
	S27	Hydrated Salt	27	1530	183	2,2	0,54
	S30	Hydrated Salt	30	1304	190	1,9	0,48
	S32	Hydrated Salt	32	1460	200	1,91	0,51
	S34	Hydrated Salt	34	2100	115	2,1	0,52
	A2	organic PCM	2	765	200	2,2	0,21
	A3	organic PCM	3	765	200	2,2	0,21
	A4	organic PCM	4	765	200	2,18	0,21
	A6	organic PCM	6	770	150	2,17	0,21
	A8	organic PCM	8	773	150	2,16	0,21
	A9	organic PCM	9	775	140	2,16	0,21
	A15	organic PCM	15	790	130	2,26	0,18

	A17	organic PCM	17	785	150	2,22	0,18
	A22	organic PCM	22	785	145	2,22	0,18
	A23	organic PCM	23	785	145	2,22	0,18
	A24	organic PCM	24	790	145	2,22	0,18
	A25	organic PCM	25	785	150	2,26	0,18
	A26	organic PCM	26	790	150	2,22	0,21
	A28	organic PCM	28	789	155	2,22	0,21
	A32	organic PCM	32	845	130	2,2	0,21
	A39	organic PCM	39	900	105	2,22	0,22
Climator	C21	Salt Hydrate	21	1380	144	3,6	0,5/0,7
	C24	Salt hydrate	24	1380	126	3,6	0,5/0,7
	C28	Salt hydrates	28	1450	162	3,6	0,5/0,7
	C32	Salt hydrates	32	1450	162	3,6	0,5/0,7

Fournisseur	Produit	Type	Température de changement de phase (°C)	Masse volumique (kg.m ⁻³)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Chaleur spécifique (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
Rubitherm ¹	SP22A17	salt hydrates + organic compounds	22-24/19-21	1490/1430	150		0,6
	SP25A8	salt hydrates + organic compounds	25-27/22-24	1460/1440	160		0,6
	SP26A9	salt hydrates + organic compounds	26-28/25-27	1430/1240	170		0,6
	SP29A15	salt hydrates + organic compounds	28-30/27-28	1530/1510	190		0,6
	RT21	Paraffin	18-23/22-19	880/770	134		0,2
	RT27	Paraffin	25-28/28-25	880/760	179		0,2
	RT31	Paraffin	27-31/31-27	880/761	169		0,2
	RT28HC	Paraffin	27-28/28-27	880/768	345		0,2
	PX 21- PX 27 PX	RT MiE		700	≈65% RT		0,1

	31 PX 28HC				latent heat		
	GR 21 GR 27 GR 31 GR 28HC	RT MiE		850	≈32% RT latent heat		0,2
PCM energy P,ltd (teappcm)	Latest 18T	Salt hydrates	17-19	1480/1500	175	2	1
	Latest 20T	Salt hydrates	19-20	1480/1501	175	2	1
	Latest 25T	Salt hydrates	24-26	1480/1502	175	2	1
	Latest 29T	Salt hydrates	28-30	1480/1503	175	2	1
	Latest 32S	Salt hydrates	31-32	1450	230	2	0,6
	Latest 34S	Salt hydrates	33-34	1450	250	2	0,6
	Latest 36T	Salt hydrates	36	1450	269	2	0,6
BASF	DS 5000	MiE dispersed in water	26	980	45	0,7	
	DS 5007	MiE dispersed in water	23	980	41	0,7	
	DS 5030	MiE dispersed in water	21	980	37	0,7	
	DS 5001	MiE (powder form)	26	250-350	110	1,75	
	DS 5008	MiE (powder form)	23	250-350	100	1,75	
	DS 5029	MiE (powder form)	21	350-350	90	1,75	

Annexe B : Résistance thermique de la lame d'air fermée verticale en fonction de son épaisseur

La résistance thermique liée à la lame d'air est fonction de l'épaisseur de celle-ci. L'amélioration des performances thermiques du mur capteur passe par la maximisation de cette résistance thermique afin de limiter les pertes de chaleur vers l'extérieur.

Si l'épaisseur est faible, l'échange est conductif, la convection naturelle ne pouvant se faire. A partir d'une certaine épaisseur, calculée à l'Équation (B.1), cet échange devient convectif. La résistance thermique est calculée à l'aide de l'Équation (B.2) où h correspond, suivant le cas, au coefficient de transmission thermique U_{cond} (Équation (B.3)) ou au coefficient convectif superficiel (Équation (B.4)). Pour les différentes équations l'indice *l.a.* fait référence à lame d'air fermée.

$$e_{l.a. \text{ debut convection}} = \frac{Ra\mu^2}{\rho^2 g \beta} \approx 0,015 \text{ m} \quad (B.1)$$

$$R_{l.a.} = 1/h \quad (B.2)$$

$$U_{cond} = \frac{\lambda_{air}}{e_{l.a.}} \quad (B.3)$$

$$h_{conv} = \frac{\lambda_{air} Nu}{e_{l.a.}} \quad (B.4)$$

$$Nu = 1 - 1,89 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{h_{vitrage}}{e_{l.a.}} \right)^{-0.75} \cdot Gr \quad \text{pour } Gr < Gr_{lim} \quad (B.5)$$

$$Nu = 0,114 * \left(\frac{h_{vitrage}}{e_{l.a.}} \right)^{-0.25} \cdot Gr^{1/3} \quad \text{pour } Gr > Gr_{lim} \quad (B.6)$$

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta \mu^2}{\mu^2} e_{l.a.}^3 \Delta T \quad (B.7)$$

$$Gr_{lim} = 1320 \left(\frac{h_{vitrage}}{e_{l.a.}} \right)^{3/4} \quad (B.8)$$

Les calculs ont été réalisés pour une température de vitre de 20°C, et une température de paroi de 40°C. Les propriétés de l'air sont données à 30°C. La résistance thermique calculée n'intègre pas les échanges thermiques radiatifs, car ceux-ci sont identiques quelle que soit l'épaisseur de la lame d'air, et donc n'influe pas sur les conclusions à tirer quant au choix de l'épaisseur de la lame d'air. Les résultats sont présentés à la Figure B.1. Pour une épaisseur inférieure à 1,5 cm environ, il n'y a pas de convection et la résistance thermique augmente avec l'épaisseur. Puis pour des valeurs du nombre de Grashof inférieures à celle du nombre de Grashof limite, malgré l'apparition de la convection, la résistance thermique continue à augmenter avec l'épaisseur. Pour une épaisseur supérieure à 2 cm, les mouvements convectifs deviennent trop importants et la résistance thermique diminue. L'optimal se situe donc à 2 cm. Toutefois, pour des raisons techniques, la lame d'air fait environ 2,7 cm d'épaisseur, ce qui offre une résistance thermique non optimale, mais relativement importante (70% de la résistance maximum).

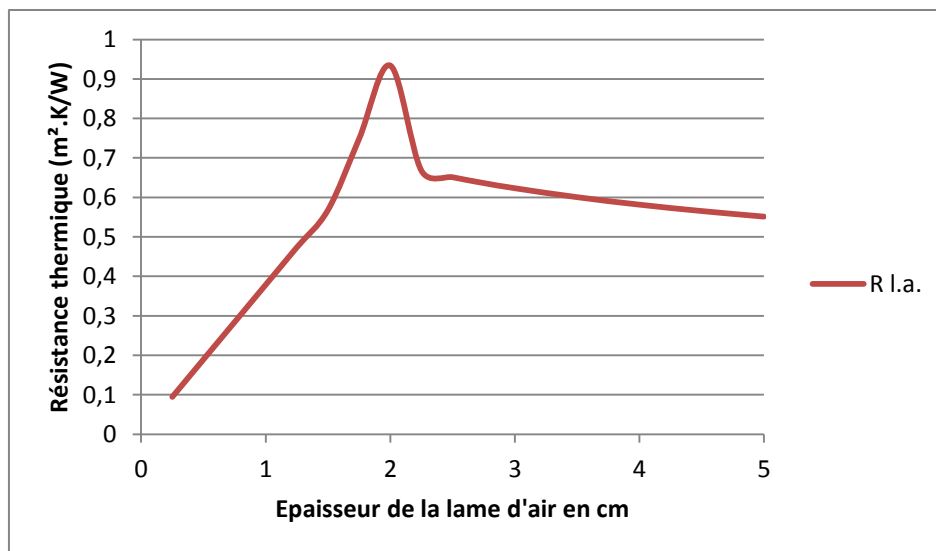


Figure B.1 : Résistance thermique en fonction de l'épaisseur de la lame d'air

Annexe C : Formule empirique pour les valeurs des propriétés thermophysiques de l'air

Les différentes propriétés de l'air sont calculées en fonction de sa température selon les équations suivantes, proposée anciennement sur Chemical professionals (site réattribué depuis) :

Conductivité thermique de l'air

En $W.m^{-1}.K^{-1}$

$$\lambda_{air} = 1,5207.10^{-11}T^3 - 4,857.10^{-8}T^2 + 1,0184.10^{-4}T - 3,9333.10^{-4} \quad (C.1)$$

Capacité thermique massique

En $J.kg^{-1}.K^{-1}$

$$Cp_{air} = 1,9327.10^{-10}T^4 - 7,9999.10^{-7}T^3 + 1,1407.10^{-3}T^2 - 4,489.10^{-1}T + 1,0575.10^3T \quad (C.2)$$

Masse volumique de l'air

En $kg.m^{-3}$

$$\rho = 1,293 \frac{273}{T - 0.15} \quad (C.3)$$

Viscosité cinématique

En $m^2.s^{-1}$

$$\nu_{cinematique} = 1.363528.10^{-14}T^3 + 1.00881778.10^{-10}T^2 + 3,452139.10^{-8}T - 3.400747.10^{-6} \quad (C.4)$$

Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\rho \nu_{cinematique} Cp_{air}}{\lambda_{air}} \quad (C.5)$$

Ces expressions sont valables pour des températures allant de 100 à 1600 K. Les valeurs des différentes propriétés ont été confrontées aux valeurs données dans l'abaque des propriétés thermophysiques de l'air présent dans l'ouvrage de Sacadura (1993). Les valeurs calculées et celles déterminées à l'aide de l'abaque sont très proches (Tableau C.1).

Tableau C.1 : Valeurs des propriétés thermophysiques de l'air calculées et déterminées à l'aide des abaques (Saccadura, 1993)

Température (K)	chaleur spécifique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)		masse volumique (kg.m ⁻³)		conductivité (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	
	Calculée	Saccadura	Calculée	Saccadura	Calculée	Saccadura
250	1004,8	1005	1,41	1,41	0,022	0,022
300	1005,5	1006	1,18	1,18	0,026	0,026
350	1008,7	1009	1,01	1	0,03	0,03
400	1014,2	1014	0,88	0,88	0,034	0,034
450	1021,5	1021	0,78	0,78	0,037	0,037
Température (K)	viscosité cinématique (m ² .s ⁻¹)		Prandtl (-)			
	Calculée	Saccadura	Calculée	Saccadura		
250	1,13	0,949	0,722	0,722		
300	1,57	1,57	0,708	0,708		
350	2,05	2,08	0,695	0,697		
400	2,57	2,59	0,685	0,689		
450	3,13	2,89	0,679	0,683		

Annexe D : Comparaison des résultats des tests DSC aux données fournies par Rubitherm

Les essais de DSC ont permis de définir les plages de fusion/solidification et l'évolution de l'enthalpie du MCP en fonction de sa température. Ceci permet de caractériser la répartition de la chaleur latente sur la plage de changement de phase considérée ou encore d'établir une fonction de la chaleur spécifique équivalente en fonction de la température.

Ces résultats, issus des essais de DSC, ont été comparés aux données communiquées par le fournisseur de MCP Rubitherm, à savoir la chaleur spécifique et la « chaleur latente partielle ». Cette dernière, exprimée en $J.kg^{-1}.K^{-1}$, représente la distribution par plage de $1^{\circ}C$ de la chaleur latente. Elle est notée dans la suite de cette Annexe $L_{/^{\circ}C_{Rubitherm}}$. Les valeurs sont présentées par les Figure à 112 en rouge. Afin de comparer les valeurs communiquées par Rubitherm et celles obtenues à partir des essais de DSC, la chaleur latente partielle a été calculée pour chaque essai, selon l'équation suivante :

$$L_{/^{\circ}C_{DSC}} = \overline{Cp_{eq}}_{/^{\circ}C} - Cp_{phase} = \int_a^b Cp_{eq} - Cp_{phase} \quad (D.1)$$

$$tel\ que \quad Cp_{phase} = 2\ kJ/K.kg \quad et \quad b - a = 1^{\circ}C \quad (D.2)$$

La comparaison des valeurs obtenues par le test de DSC à $0,5^{\circ}C/min$ est présentée aux Figure D.1 et Figure D.2 pour la fusion et la solidification, respectivement. Pour le test de DSC, le cœur de fusion se situe entre 28 et $33^{\circ}C$ et concentre la majorité de la chaleur latente, tandis que le test de DSC présente une chaleur latente plus étendue sur la plage de fusion. Le même constat est fait pour la solidification avec un décalage vers les températures basses, le front de fusion se situant cette fois-ci entre 27 et $32^{\circ}C$ dans le cas de la DSC.

De même, les Figure D.3 et Figure D.4 présentent la comparaison avec le test de DSC à $5^{\circ}C/min$. Dans ce cas et concernant la fusion, les distributions sont très proches. Dans le cas de la solidification, on observe un net décalage de la distribution de la chaleur latente vers les valeurs basses de la plage considérée pour le test DSC.

Par ailleurs, les valeurs de chaleur latente obtenues dans le cas des essais de DSC selon :

$$L_{Tot} = \sum_{i=23}^{38} L_{/^{\circ}C_i} \quad (D.3)$$

sont du même ordre de grandeur que celles fournies par Rubitherm (Tableau D.1). Ceci nous amène à conclure que les valeurs obtenues par les essais de DSC sont exploitables. En pratique, dans le cadre du développement du modèle de mur capteur/stockeur, les vitesses de variation de température étant inférieures à $0,5^{\circ}C/min$, on se référera aux valeurs obtenues pour le test de DSC réalisé à $0,5^{\circ}C.min^{-1}$. À noter que, techniquement, il n'a pas été possible de réaliser des essais de DSC à des vitesses d'évolution de température inférieures à $0,5^{\circ}C.min^{-1}$.

Tableau D.1 : Valeurs de chaleur latente obtenues lors des tests de DSC, comparées aux valeurs communiquées par le fournisseur de MCP Rubitherm

Test	0.5 °C/min	0.5 °C/min	5°C/min	5°C/min	Rubitherm	Rubitherm
Changement d'état	fusion	solidification	fusion	solidification	fusion	solidification
Chaleur latente (kJ/kg)	178	197	175	172	180 ±7.5%	189 ±7.5%

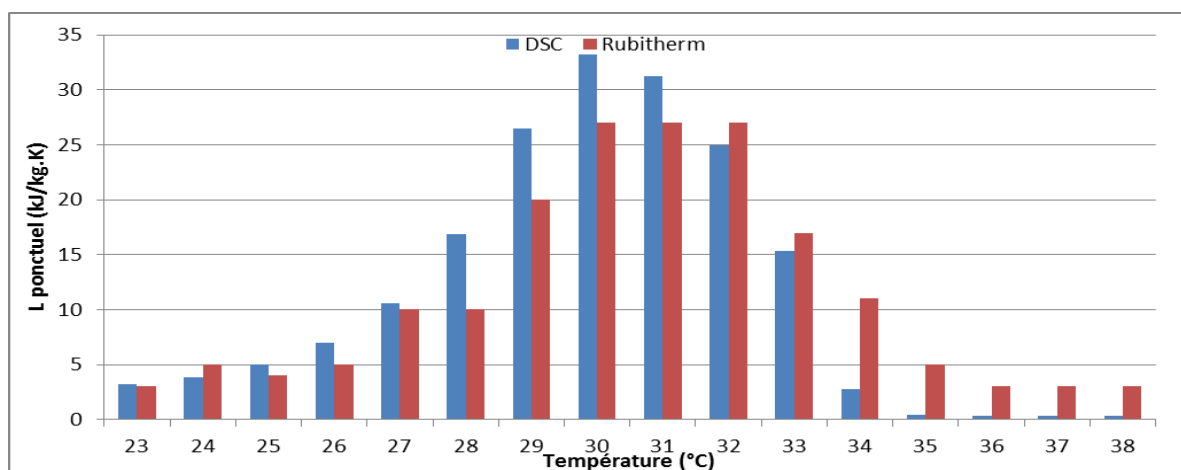


Figure D.1 : Comparaison des valeurs de chaleur latente ponctuelles lors de la fusion obtenues par l'essai de DSC réalisé à 0.5°C/min à celles fournies par Rubitherm

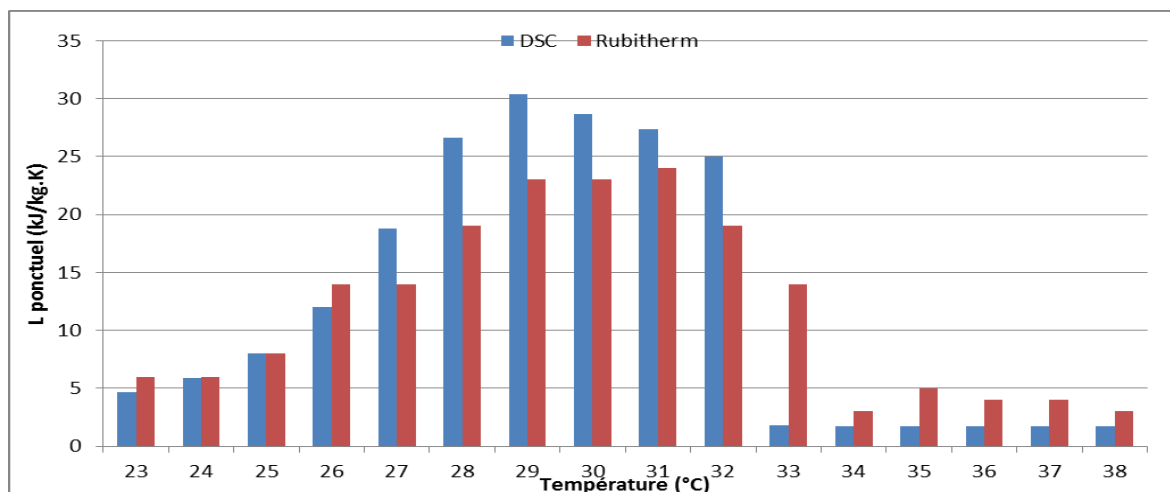


Figure D.2 : Comparaison des valeurs de chaleur latente ponctuelles lors de la solidification obtenues par l'essai de DSC réalisé à 0.5°C/min à celles fournies par Rubitherm

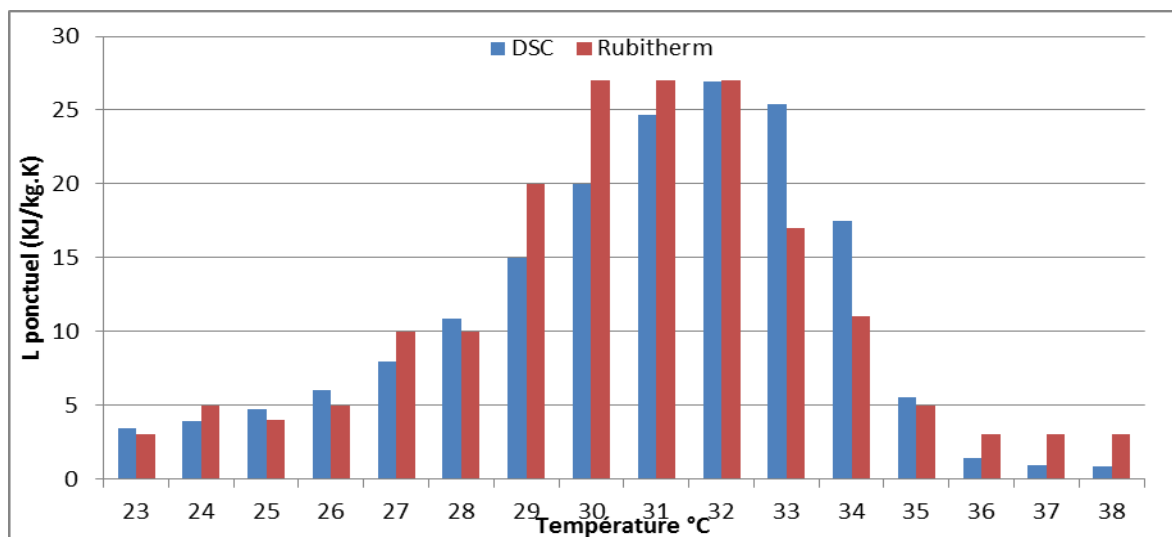


Figure D.3 : Comparaison des valeurs de chaleur latente ponctuelles lors de la fusion obtenues par l'essai de DSC réalisé à 5°C/min à celles fournies par Rubitherm

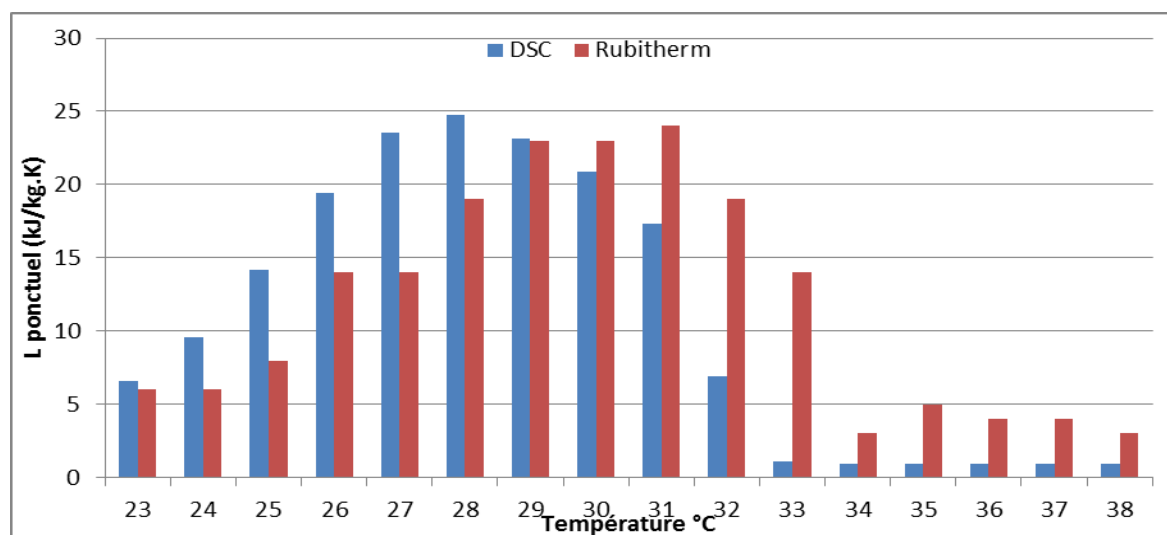


Figure D.4: Comparaison des valeurs de chaleur latente ponctuelles lors de la solidification obtenues par l'essai de DSC réalisé à 5°C/min à celles fournies par Rubitherm

Annexe E : Blocs fonctionnels des différentes fonctions de l'UST

Au cours de la première campagne expérimentale, l'automate a permis de piloter le volet roulant, le bipasse, et le convecteur électrique (lors des essais à températures intérieures maîtrisées). L'automate a été programmé à l'aide du logiciel CoDeSys. La programmation est faite sous la forme de blocs fonctionnels.

Cette Annexe présente les différents diagrammes en blocs fonctionnels. Des temporisations (programmées à 10 secondes, hormis pour la recharge qui est de 2h) sont présentes à chaque étape afin d'éviter un fonctionnement intempestif induit par une erreur ponctuelle sur un signal d'entrée.

Légende des blocs fonctionnels

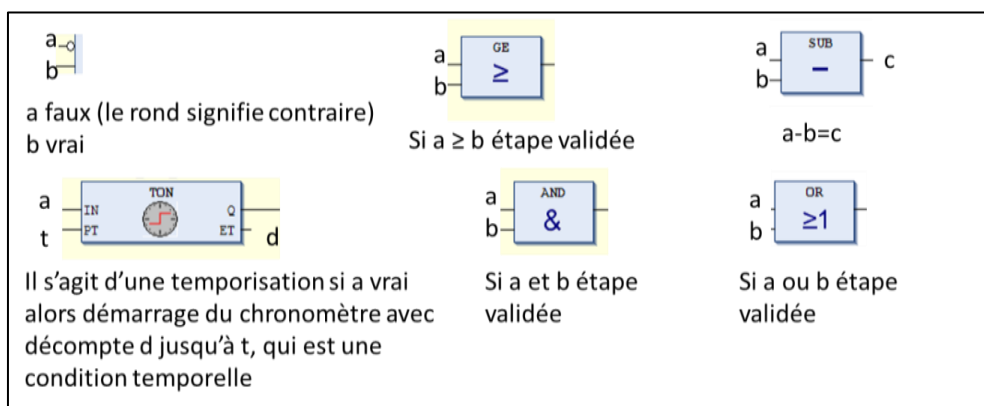


Figure E.1 : Légende des diagrammes en blocs fonctionnels

Pilotage du volet

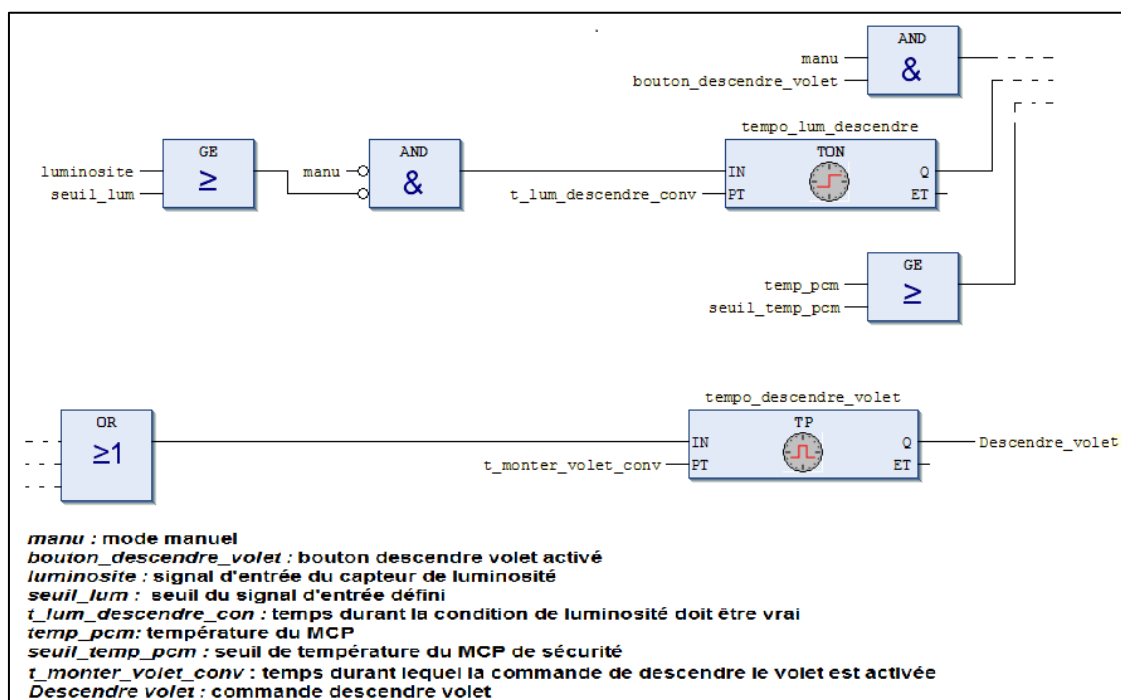


Figure E.2 : Diagramme en blocs fonctionnels pour la descente du volet

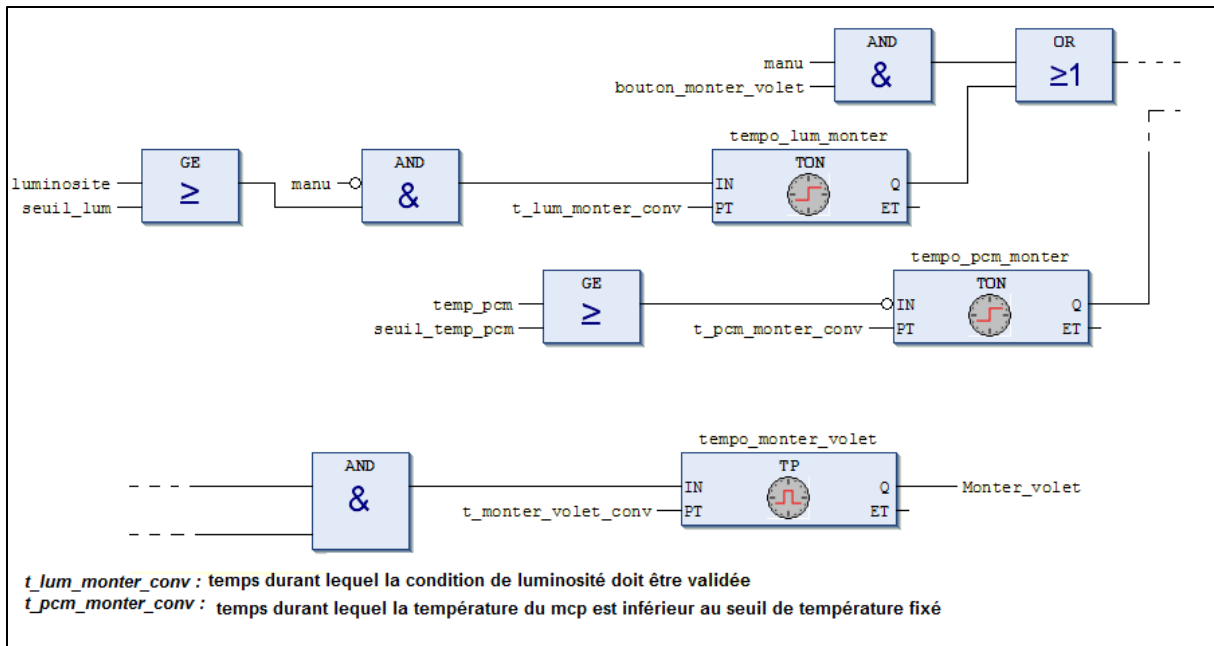


Figure E.3 : Diagramme en blocs fonctionnels pour la montée du volet

Pilotage du bypass

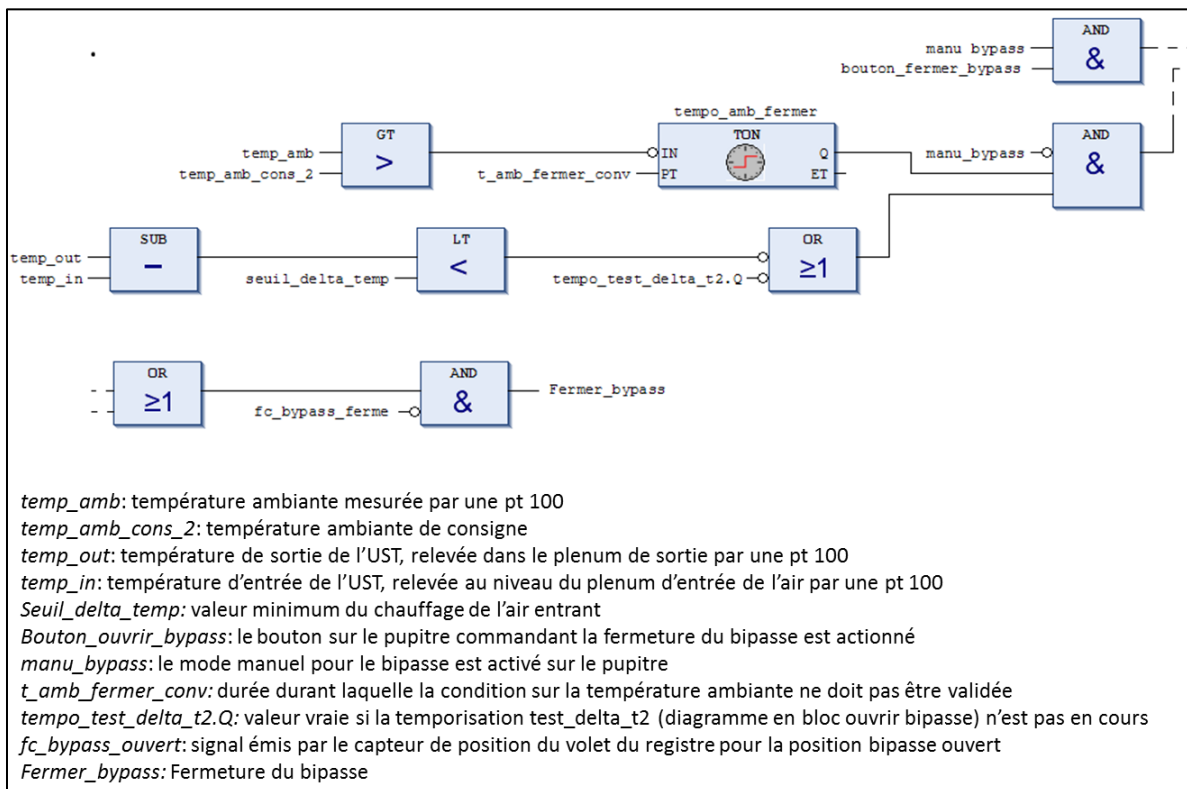


Figure E.4 : Diagramme en blocs fonctionnels pour la fermeture du bypass

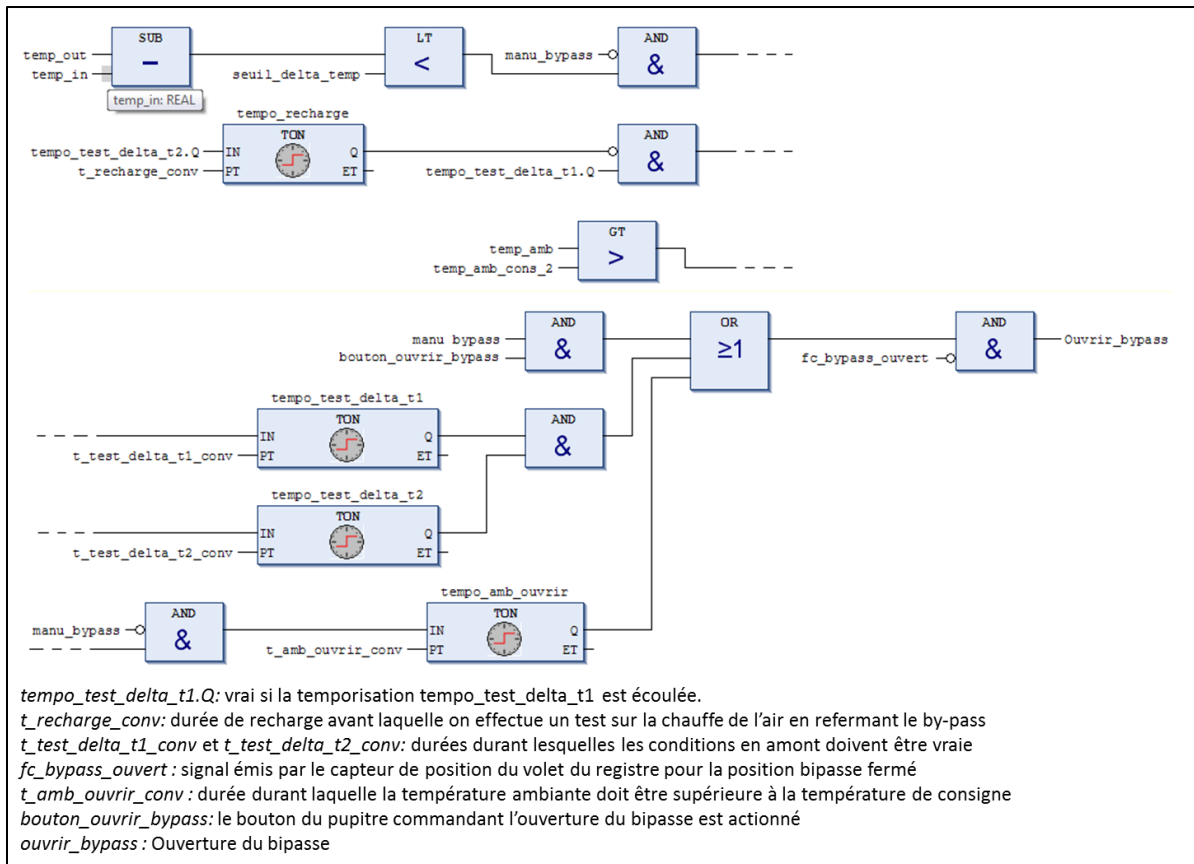


Figure E.5 : Diagramme en blocs fonctionnels pour l'ouverture du bipasse

Pilotage du convecteur électrique

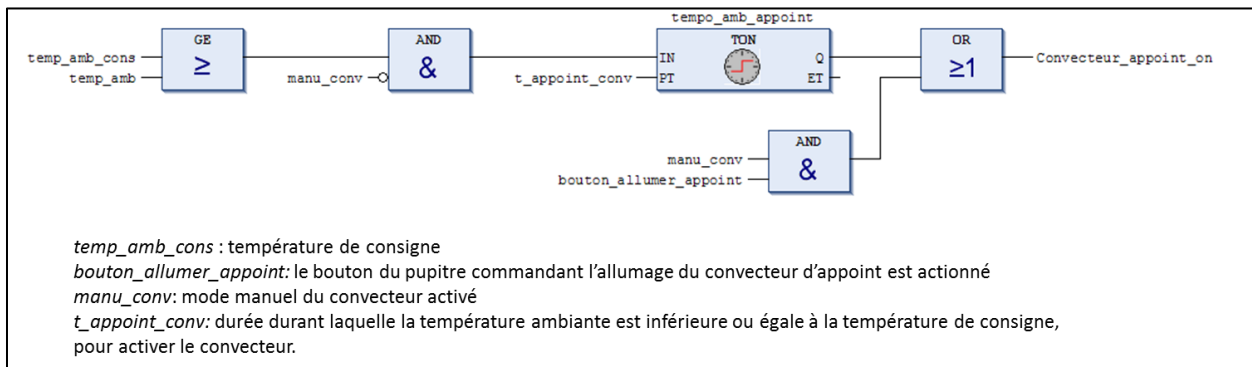


Figure E.6: Diagramme en blocs fonctionnels du pilotage du convecteur d'appoint

Annexe F: Test d'étanchéité de la cellule expérimentale

L'étanchéité à l'air de la cellule expérimentale a été caractérisée à partir de deux tests distincts, réalisé à l'aide d'une porte soufflante d'une part, et d'un perméascope d'autre part. Plusieurs tests Blowerdoor ont été réalisés pour améliorer l'étanchéité, seuls les deux tests finaux sont présentés.

Test Blowerdoor

Tout d'abord, un test Blowerdoor a été réalisé. La Blowerdoor est un dispositif composé d'une toile de nylon et d'un ventilateur qui constitue la « porte soufflante ». Cette porte est placée sur l'ouverture de la cellule. Les entrées d'air souhaitées sont bouchées. A l'aide du ventilateur, on crée une dépression (ou une surpression) entre l'ambiance intérieure et l'environnement extérieur. Cette dépression varie par paliers et est mesurée à l'aide d'un manomètre infiltrométrique qui mesure la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur, et la pression dynamique au niveau du ventilateur. La dépendance entre débit de ventilation et différence de pression est liée aux infiltrations. En réalisant la mesure à plusieurs différences de pression on peut définir une courbe de débit de fuite, par régression linéaire des points de mesures.

Pour le test Blowerdoor, les résultats sont les suivants :

V_{50}	⇒	Dépressurisation	$V_{50} =$	38	m ³ /h	[38 ; 38]
n_{50}	⇒	Dépressurisation	$n_{50} =$	4,2	1/h	[4,02 ; 4,45]
Q_{4Pa_surf}	⇒	Dépressurisation	$Q_{4Pa_surf} =$	0,25	m ³ /(m ² h)	[0,23 ; 0,27]

Test du Perméascope

Le Perméascope fonctionne de façon analogue à la Blowerdoor, si ce n'est que la différence de pression va être générée par la sortie conventionnelle de l'air, et non par une porte soufflante, ce qui permet de maintenir l'ouverture de la cellule (porte d'entrée) close, comme elle l'est en configuration expérimentale, et donc de tenir compte des infiltrations présentes au niveau de cette dernière.

Pour le test réalisé à l'aide du perméascope, on obtient les résultats suivants :

Rapport de Dépressurisation :

Données du logement :

Société / Client :	Type de logement :
Adresse :	Configuration : T1
	Surface froide (m ²) : 21.7
	Volume Intérieur (en m ³) _g :

Conditions de l'essai :

Nom de l'Opérateur :	Date : 21/02/2013	Heure : 10:51:35
Température Intérieure : 15,2°C	Extérieure : 8°C	Pression Atmosphérique : -.- Pa

Remarques : Conditions d'essai normales.

Résultats de l'essai :

Coefficient de débit d'air : $C_{env} = 6,12$
 $m^3/(h \cdot Pa^n)$

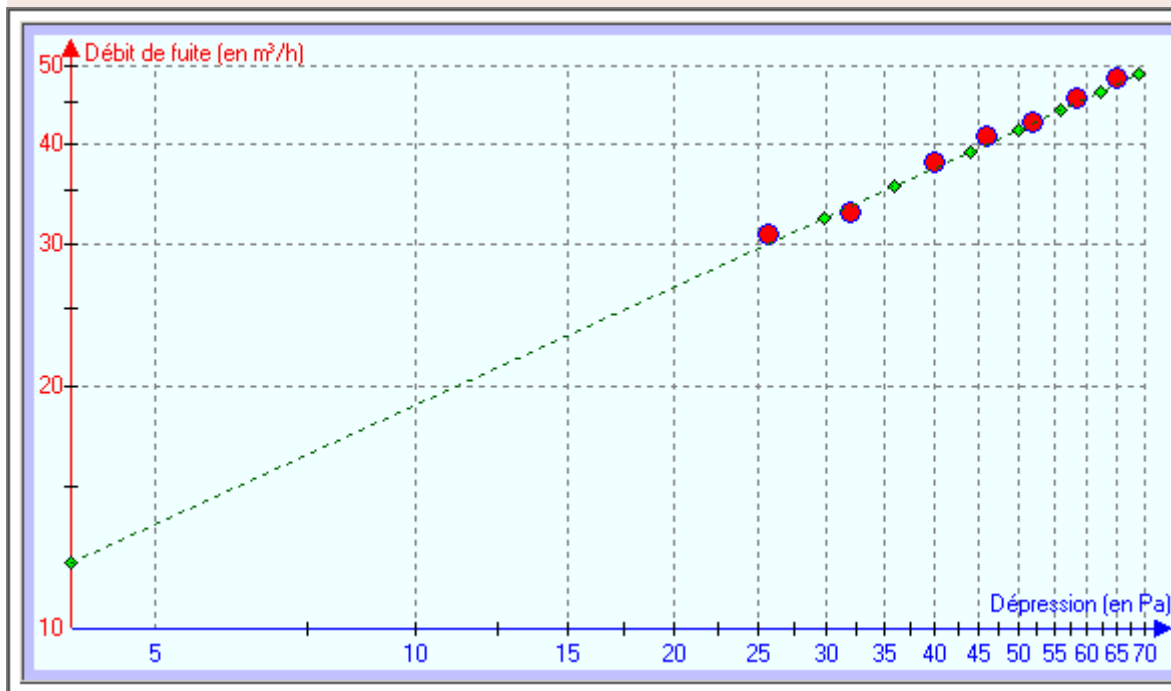
Exposant de débit d'air : $n = 0,49$

Coefficient de fuite d'air : $C_L = 6,25$
 $m^3/(h \cdot Pa^n)$

Taux de renouvellement d'air à 50Pa : $n_{50} = 4,72 h^{-1}$

Caractéristique Débit = $f(\text{Pression}) : Q = 6,12 P^{0,49}$ (P en Pa et Q en m^3/h)

Perméabilité sous 4 Pa : $I_4 = 0,56 m^3/h/m^2$; Intervalle : [0,50 ; 0,63]



Référence à la norme NF EN 13829 : Cet essai est conforme.

Détails des mesures :

• Différences de Pression à Débit Nul (en Pa) :		Moyenne Positive	Moyenne Négative	Moyenne Générale
Avant l'essai :		4,7	-1,8	3,9
Après l'essai :		4,2	0,0	4,2
• Pressions et Débits :	Pression Induite (en Pa)	Débit d'air (en m^3/h)		
Palier n° 1	25,7	31		
Palier n° 2	31,9	33		
Palier n° 3	39,9	38		
Palier n° 4	45,8	41		
Palier n° 5	51,9	43		
Palier n° 6	58,3	46		
Palier n° 7	65,0	48		

Commentaires

Les 2 tests ont donnés des résultats relativement proches, le test réalisé à l'aide du perméascope étant le moins optimiste des deux. Ce sont les résultats obtenus avec ce dernier que nous avons retenus. L'indice n_{50} est donc de $4,7 h^{-1}$.

Annexe G : Différences entre les 4 mesures de fluxmètres

Les relevés fluxmétriques, bien que proches, présentent quelques écarts. Les flux de chaleur mesurés en partie haute de colonne sont les plus importants. Les résultats obtenus à l'aide du premier dispositif expérimental ont pu être observés et interprétés suite à la seconde campagne expérimentale présentée au Chapitre 4.

Le flux de chaleur est plus élevé en partie haute de colonne puisque la décharge est plus importante en hauteur, l'air y étant plus froid. De ce fait, le MCP est à des températures plus froides en hauteur, quand l'air circule dans l'UST, et cela induit un flux de chaleur plus important.

Les Figures suivantes présentent des détails relevés effectués, ainsi que les valeurs de température associées.

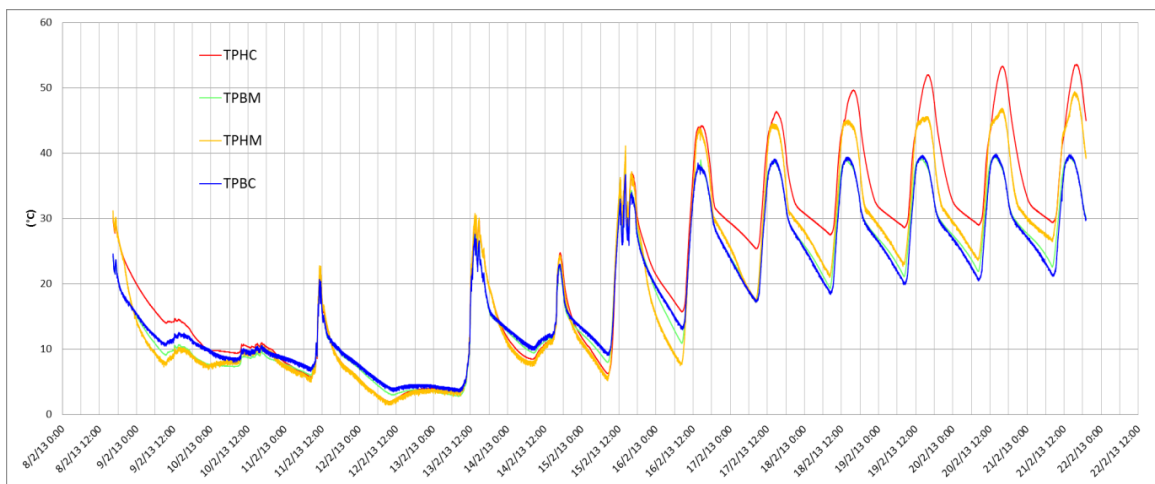


Figure G.1 : Températures de la paroi captatrice mesurées au niveau des 4 fluxmètres

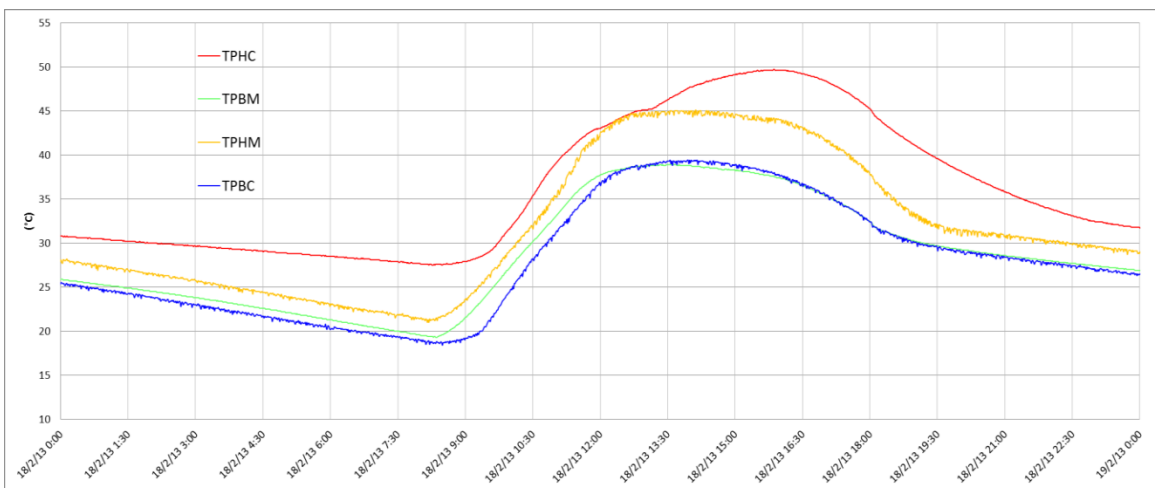


Figure G.2 : Températures de paroi pour le 18 février

Au point de mesure HM de la paroi, l'énergie captée est la plus importante en PE, et l'énergie cédée est la plus faible en PNE.

Par ailleurs, le volet est guidé par une rampe qui en début de journée fait de l'ombrage à la colonne de côté (Figure G.3).

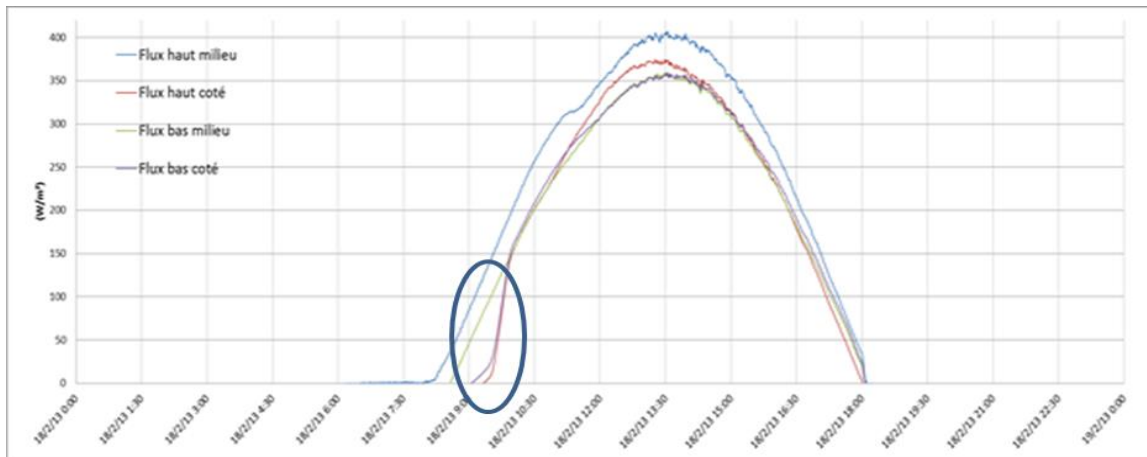


Figure G.3 : Densités fluxmétriques pour le 18/02 et mise en évidence (cercle bleu) de l'effet d'ombrage qui retarde le début de la période d'exposition de la colonne de côté

Annexe H : Présentation des travaux de modélisation de MCP inclus dans des éléments de l'enveloppe du bâtiment

Cette Annexe reprend les différentes publications relatives à la modélisation des MCP intégrés à l'enveloppe du bâtiment. La présentation de ces travaux s'axe avant tout sur la méthode de modélisation employée et la validation de celle-ci à partir de données expérimentales. De ce fait, les résultats expérimentaux, lorsqu'ils sont présentés, ne sont pas détaillés tout comme les conclusions concernant les résultats de simulation.

Lin *et al.* (2004) ont modélisé un sol chauffé électriquement, contenant une certaine épaisseur de MCP. Le MCP est modélisé en 1D avec la méthode du Cp équivalent. Les échanges convectifs ainsi que la surfusion ne sont pas pris en compte. La résolution du problème se fait par la méthode de Gauss-Siedel avec un schéma aux différences finies implicite. Parmi les équations utilisées, on note une expression de l'enthalpie totale (Équation ()), faisant intervenir une chaleur spécifique solide, Cp_s , une chaleur spécifique liquide, Cp_l , et une chaleur spécifique équivalente durant le changement de phase notée Cp_m .

$$H = \int_{T_0}^{T_1} Cp_s + \int_{T_1}^{T_2} Cp_m + \int_{T_2}^T Cp_l \quad (H.1)$$

Les résultats du modèle sont comparés à des résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un dispositif expérimental à l'échelle 1. La validation est faite sur la température intérieure du bâtiment. On constate toutefois, dans certains cas, des écarts de 5°C. Elle est aussi faite sur la température de surface du sol. Malgré des profils cohérents, à certaines heures de la journée des écarts de près de 10°C sont observés.

Les travaux de Heim *et al.* (2004) proposent une comparaison de plusieurs modèles de plaques de plâtre contenant du MCP. Ils comparent deux méthodes en différences finies :

- la méthode du Cp équivalent, qu'ils nomment « Effective Heat Capacity Method » ;
- et une méthode enthalpique avec terme source, qu'ils nomment « Additional Heat Source Method ».

Les deux expressions des équations de Fourier correspondantes sont données par les équations suivantes :

$$\rho(T)Cp_e(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla[\lambda(T)\nabla T] + g_s \quad (H.2)$$

$$\rho(T)h(T) = \nabla[\lambda(T)\nabla T] + g_s \quad (H.3)$$

où g_s désigne la source de chaleur.

Les deux méthodes de modélisation ont été implémentées dans ESP-r puis comparées. Les résultats obtenus sont similaires, mais ils n'ont pas été validés expérimentalement.

Ahmad *et al.* (2006) ont modélisé un prototype de paroi incluant une isolation sous vide et des MCP macro-encapsulés dans du PVC. Le modèle utilisé a été développé par une équipe de l'Université d'Helsinki. Il peut être couplé à TRNSYS. Ce modèle, en 3D, prend en compte tous les

modes de transfert de chaleur (convection, rayonnement et conduction). Il est constitué de 729 nœuds (9 nœuds dans chaque direction). D'autre part, ce modèle a été validé expérimentalement sur de longues périodes.

Concernant la modélisation des MCP, la méthode du Cp équivalent a été retenue en utilisant l'Équation () qui reste valable lors du changement de phase. De plus, l'hystérésis est prise en compte. Ainsi, la chaleur spécifique est calculée à l'aide de l'Équation (H.4) pour la montée en température et l'Équation (H.5) pour la descente en température.

$$Cp_E = \frac{L}{T_2 - T_1} + \frac{Cp_S + Cp_L}{2} \quad (H.4)$$

$$Cp(T) = \begin{cases} Cp_S; T < T_1 \\ Cp_E; T_1 \leq T \leq T_2 \\ Cp_L; T \geq T_2 \end{cases} \quad (H.5)$$

$$Cp(T) = \begin{cases} Cp_S; T < (T_1 - 1) \\ Cp_E; (T_1 - 1) \leq T \leq (T_2 - 1) \\ Cp_L; T \geq (T_2 - 1) \end{cases} \quad (H.6)$$

L'équation de la chaleur est discrétisée temporellement par une méthode aux différences finies avec un schéma de Crank-Nicholson.

Parallèlement au développement du modèle, deux cellules expérimentales, de taille réduite, ont été mises au point. La première est une cellule témoin puisqu'elle n'intègre pas de MCP, contrairement à la seconde. Les résultats expérimentaux et numériques ont été comparés en termes de température moyenne à l'intérieur des cellules. Un écart de plusieurs degrés a été relevé entre simulation et expérience. Plusieurs explications sont avancées, à savoir l'incertitude sur l'évaluation de l'énergie transmise par la vitre, l'imprécision concernant la plage de température du front de fusion, l'existence de ponts thermiques, et incertitude sur la valeur du coefficient d'échange thermique entre les parois et le MCP. Le modèle a, par la suite, été amélioré par l'ajout d'une résistance thermique linéique.

Carbonari et al. (2006) ont modélisé quatre prototypes de panneaux de construction, les deux premiers étant composés d'une lame d'air non ventilée, de bloc de MCP et de polystyrène, et les deux autres de polystyrène et d'un nombre de blocs de MCP plus important. Ces panneaux échangent de la chaleur avec l'air ambiant.

Le modèle développé utilise la méthode du Cp équivalent et celle des éléments finis en 2 dimensions. Le Cp équivalent à un instant donné est calculé comme étant la dérivée par rapport à la température de l'enthalpie totale. Par ailleurs, les propriétés thermophysiques de l'air sont calculées à chaque pas de temps afin d'obtenir des valeurs du coefficient de convection entre l'air et la paroi plus précises (le gain en terme de précision n'est cependant pas évalué).

Le modèle a été validé en température en plusieurs points de la surface des différents éléments constituant les panneaux. La différence entre les valeurs relevées expérimentalement et les valeurs obtenues numériquement est très faible (inférieur à 5%) dans le cas des panneaux sans lame d'air ventilée. Elle est plus élevée (de plus de 10%) lorsqu'il y a présence d'une lame d'air. Les auteurs en déduisent que l'évaluation du coefficient de convection a un impact sur le modèle.

Dans le cadre d'une thèse sur les bâtiments à haute performance énergétique, Faure (2007) a notamment étudié l'impact des MCP intégrés à l'enveloppe du bâtiment.

La modélisation des MCP s'inspire de celle d'Ahmad (2004) basée sur la méthode du C_p équivalent avec une fraction liquide dérivée selon la température :

$$C_{peq} = C_p \pm L \frac{\partial f}{\partial T} \quad (H.7)$$

où L est la chaleur latente et f la fraction liquide. Le C_p équivalent est segmenté en trois fonctions linéaires (Figure H.1). Les trois pentes correspondantes sont données par les Équations (H.7) à (H.9), où p est la plage de fusion considérée et T_{CE} la température du changement d'état.

$$\text{Pour } T_{CE} - 0,9p < T < T_{CE} - 0,4p \quad C_{peq}(T) = \frac{4L}{2,9p^2}(T - T_{CE} + 0,9p) + Cp \quad (H.8)$$

$$\text{Pour } T_{CE} - 0,4p < T < T_{CE} \quad C_{peq}(T) = \frac{15L}{2,9p^2}(T - T_{CE} + 0,4p) + \frac{2L}{2,9p} + Cp \quad (H.9)$$

$$\text{Pour } T_{CE} - 0,9p < T < T_{CE} + 0,1p \quad C_{peq}(T) = -\frac{16L}{2,9p^2}(T - T_{CE} - 0,1p) + Cp \quad (H.10)$$

Bien que l'auteur distingue la solidification et la fusion et considère une hystérésis entre les deux, ce dernier n'évoque pas le passage d'une courbe à l'autre lors d'une inversion du sens de l'évolution des températures dans la plage du changement de phase.

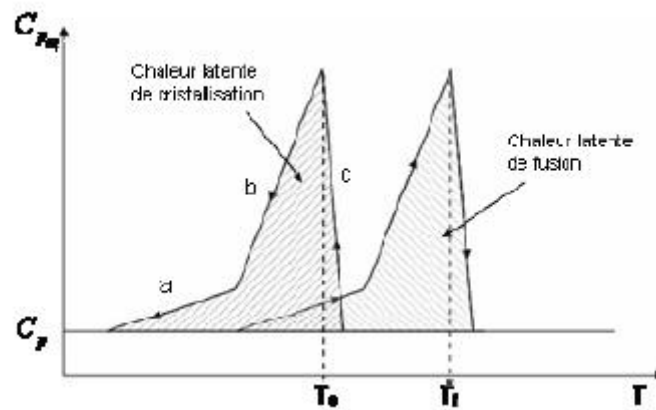


Figure H.1 : Profil de la chaleur spécifique équivalente en fonction de la température pour la fusion et la cristallisation

Enfin, l'auteur tient compte du recouvrement de la phase solide par la phase liquide (phénomène convectif) en définissant une conductivité thermique équivalente dont l'expression (non précisée) est basée sur le nombre de Nusselt. Ce dernier s'exprime par :

$$Nu_H = 0,411 \left[\frac{g\beta H^3 \Delta T}{\alpha_{th} \nu} \right]^{1/4} \quad (H.11)$$

où β est le coefficient de dilatation thermique, α_{th} la diffusivité thermique, ν la viscosité cinématique et H la hauteur.

Dans le cadre de sa thèse, Younsi (2008) étudie un mur capteur composite intégrant un MCP. Constatant que le modèle uniquement basé sur l'équation de la conservation de l'énergie ne tient pas compte du phénomène de surfusion, il réalise un modèle intégrant les équations de Navier-Stokes. Dans l'équation de conservation de l'énergie, l'enthalpie est exprimée comme la somme de la chaleur spécifique et du terme latent multiplié par la fraction liquide. Ce modèle utilise un schéma implicite itératif avec un algorithme de résolution de Gauss Siedel. Le modèle est en 2 dimensions et a été validé à partir de résultats expérimentaux connus pour le galium. Les résultats montrent un profil de front de fusion très proche de ce qui a été constaté expérimentalement.

Pasupathy *et al.* (2008) ont modélisé un plafond multicouche, contenant du MCP. Le modèle est en une dimension et utilise la méthode du Cp équivalent et celle des volumes finis. La résolution se fait avec un algorithme TDMA.

Les résultats numériques diffèrent des résultats expérimentaux pour plusieurs raisons, essentiellement liées à des hypothèses de modélisation trop simplificatrices : température de la pièce constante, non prise en compte des matériaux à haute conductivité thermique qui encapsulent le MCP. Les auteurs ont de plus constaté des différences entre la plage de fusion du changement de phase du MCP relevée durant les essais expérimentaux et celle caractérisée au préalable et utilisée dans le modèle.

Les travaux d'El Omari *et al.* (2012) s'inscrivent dans un projet de conception d'un isolant thermique composite. Ce matériau composite inclut notamment du MCP micro-encapsulé. Le modèle développé couple le transfert thermique dans l'isolant avec le changement de phase dans les micro-sphères de MCP. L'échange thermique entre la matrice et les micro-sphères de MCP est modélisé par un terme source.

La modélisation du changement de phase dans les sphères est réalisée en une dimension et le maillage est tel que les volumes élémentaires sont égaux. La résolution se fait par matrice tri-diagonale. Les résultats de simulation sans MCP, puis avec, ont été comparés. Le MCP agit comme une barrière thermique, dès lors qu'il y a un front de fusion. Par contre lorsque la phase est entièrement liquide la résistance du mur est alors plus faible. Dès lors l'épaisseur du mur et la quantité du MCP doivent être définies, selon les cycles de températures auxquels est soumis le mur.

Izquierdo-Barrientos *et al.* (2012) ont comparé numériquement quatre structures de mur, l'une classique composée de ciment, brique, isolation et plâtre, et trois autres intégrant en plus du MCP, soit côté extérieur de l'isolant, soit côté intérieur, ou encore à la place de l'isolant. L'équation de Fourier est posée sous sa forme enthalpique avec l'introduction de la fraction liquide. Le MCP est supposé idéal et la résolution se fait en une dimension. Le modèle n'a pas été validé expérimentalement.

Principi *et al.* (2012) ont étudié une brique contenant des alvéoles dans lesquelles a été introduit du MCP. La modélisation a été réalisée en deux dimensions à l'aide du logiciel COMSOL. La méthode du Cp équivalent a été employée, le Cp étant exprimé en fonction d'un terme constant et d'une fonction gaussienne :

$$Cp_e = Cp_s + Cp_L e^{-0,5(T - \frac{T_m}{b})^2} \quad (H.12)$$

Les résultats de simulation ont été comparés à des résultats expérimentaux, notamment en termes de flux thermiques. Les courbes expérimentales et numériques sont proches mais les valeurs mesurées étant faibles (de l'ordre de 10 à 20 W/m²), l'écart relatif est relativement important (environ 10%).

Le modèle utilisé par Tabares-Velasco *et al.* (2012) est celui qui est implanté dans le logiciel EnergyPlus pour la modélisation des MCP. Il s'agit d'un algorithme qui permet une résolution implicite (ou de Crank-Nicholson) en une dimension de l'équation de Fourier. Le modèle repose sur la méthode de la chaleur spécifique équivalente, calculée à chaque pas de temps en fonction de l'enthalpie et de la température au pas de temps considéré et au pas de temps précédent. On a donc, comme dans la modélisation proposée par Carbonari *et al.*, (2006) un Cp équivalent qui est fonction de la température et qui est déterminé en dérivant l'enthalpie par rapport à la température :

$$Cp\rho\Delta X \frac{T_i^{J+1} - T_i^J}{\Delta t} = k_W \frac{T_i^{J+1} - T_i^J}{\Delta X} + k_E \frac{T_i^{J+1} - T_i^J}{\Delta X} \quad (H.13)$$

$$k_W = \frac{k_{i+1}^{j+1} + k_i^{j+1}}{2} \quad (H.14)$$

$$k_E = \frac{k_{i-1}^{j+1} + k_i^{j+1}}{2} \quad (H.15)$$

$$Cp(T) = \frac{h_i^j - h_i^{j-1}}{T_i^j - T_i^{j-1}} \quad (H.16)$$

$$\text{Avec } h = h(T) \quad (H.17)$$

Le travail de validation du modèle est très complet. Les auteurs comparent les résultats de ce dernier avec ceux issus d'une solution analytique obtenue en une dimension à l'aide d'un logiciel aux différences finies, mais aussi avec des résultats d'essais expérimentaux réalisés sur un panneau de plâtre imprégné de MCP. Le modèle a été validé en température de surface du bloc de MCP.

Annexe I : Présentation des travaux de modélisation de MCP utilisés dans des échangeurs thermiques

Cette Annexe rapporte les publications de travaux de modélisation d'échangeurs thermiques intégrant des MCP. Comme pour l'Annexe précédente, la présentation de ces travaux se focalise avant tout sur la méthode de modélisation adoptée et la validation de celle-ci à partir de données expérimentales. Les résultats expérimentaux et les conclusions sur les performances des échangeurs ne sont donc pas rapportés.

Esen *et al.* (1996) ont modélisé un échangeur cylindrique, composé de MCP intégré dans des structures cylindriques creuses. Au centre des cylindres circule un fluide caloporteur qui véhicule la chaleur récupérée par un collecteur solaire vers un évaporateur permettant indirectement de chauffer de l'air circulant dans une conduite (Figure I.1).

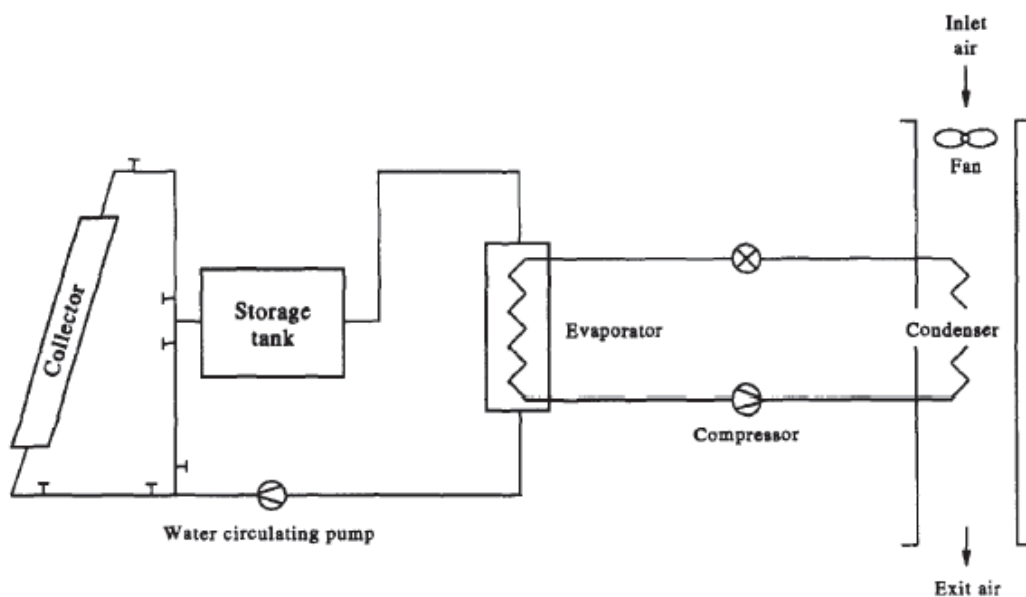


Figure I.1 : Présentation schématique du système de stockage inclus dans un circuit de récupération d'énergie solaire (Esen *et al.*, 1996)

Le MCP est modélisé par la méthode enthalpique avec une expression de l'enthalpie totale. Le MCP est supposé idéal et l'évolution de l'enthalpie latente est considérée linéaire sur la plage de fusion. Le problème est adimensionné. La modélisation est réalisée en 2D, 1D radiale et 1D dans l'axe du cylindre. La discrétisation est faite par différences finies. Le modèle n'a pas été validé expérimentalement.

Gong *et al.* (1996) ont étudié numériquement un échangeur cylindrique intégrant un MCP en périphérie et une circulation d'air en son centre. Le modèle tient compte de l'équation de conservation de l'énergie en deux fois une dimension. L'air est modélisé en une dimension et le MCP est aussi modélisé en une dimension, mais perpendiculairement au sens de circulation de l'air. Les échanges de chaleur s'effectuant au sein du MCP dans le sens de circulation de l'air ne sont donc pas pris en compte. Le modèle repose sur la méthode de la chaleur spécifique équivalente, calculée à chaque instant comme la dérivée locale de l'enthalpie en fonction de la température.

Le modèle n'a pas été validé expérimentalement.

Lamberg et Sirèn (2003) ont étudié la modélisation du changement de phase dans le cas de petites cellules de stockage avec ailettes, telles que schématisées par la Figure I.2. Les auteurs ont comparé, pour différentes configurations géométriques, la résolution analytique d'un modèle monodimensionnel à la résolution numérique de ce même modèle, ainsi qu'à celle d'un modèle 2D. Ce dernier utilise la méthode de la chaleur spécifique équivalente, uniforme sur l'ensemble du changement de phase :

$$Cp_E = \frac{L}{T_2 - T_1} + Cp \quad (I.1)$$

Le modèle 2D a été validé en terme de température du MCP. Toutefois, le contenant du MCP étant de dimension réduite (20mm), on peut s'interroger quant à l'absence de convection de la phase liquide. Ceci pourrait justifier une précision du modèle importante malgré l'absence des équations de conservation de la masse et du mouvement.

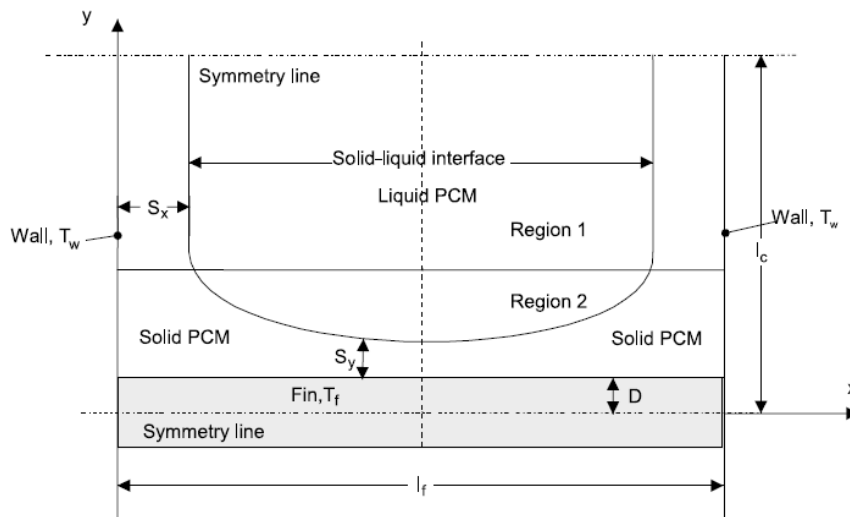


Figure I.2 : Représentation schématique du système de stockage avec MCP étudié par Lamberg et Sirèn, 2003

En conclusion, le modèle monodimensionnel est fiable pour des configurations ayant des ailettes de taille limitée et un faible rapport entre la largeur et la hauteur du contenant.

Trp (2005) a modélisé un échangeur contenant du MCP traversé par des tubes dans lesquels circule de l'eau. Le MCP est modélisé à l'aide de la méthode enthalpique. L'équation de Fourier est exprimée sous forme adimensionnelle en 2D. Les équations concernant le MCP, la paroi et le fluide caloporteur sont résolues simultanément avec une procédure itérative et un critère de convergence élevé. Les résultats du modèle ont été comparés à des résultats expérimentaux dans le cas de la fusion et de la solidification. La comparaison des résultats expérimentaux et numériques est basée sur les valeurs de température relevées en certains points du MCP. L'auteur conclut que le modèle est validé, les écarts de température étant de l'ordre de grandeur de l'incertitude des mesures.

Un modèle analytique a été proposé par Azzouz *et al.* (2007) afin d'évaluer l'impact de l'intégration d'un MCP sur le comportement d'un système frigorifique domestique.

La modélisation est 1D, et s'apparente à la modélisation d'une paroi multicouche. La conduction est le seul mode de transfert pris en compte au sein du MCP. Ce dernier est supposé idéal. La modélisation du MCP repose sur la méthode en température, distinguant donc une équation de conservation de l'énergie pour la phase solide, une autre pour la phase liquide et une dernière à l'interface. La discrétisation se fait par la méthode des volumes finis. Le système est résolu par la méthode directe de Newton-Raphson.

Le modèle est validé expérimentalement en termes de valeurs de température dans l'enceinte réfrigérée. La validation est satisfaisante même si les résultats de simulation évoluent moins rapidement que ceux obtenus expérimentalement lors de la montée en température de la cellule. Ceci serait dû à l'hypothèse d'une liquéfaction du MCP à température constante, ce qui n'est pas le cas expérimentalement. D'autre part, le modèle a également été validé en terme de puissance de consommation du compresseur. De ce point de vue, les résultats expérimentaux et numériques sont proches, la simulation surestimant quelque peu la consommation.

Bony et Citherlet (2007) ont modélisé le transfert de chaleur au sein d'un MCP immergé dans un réservoir d'eau. Leur modèle repose sur l'approche enthalpique pour laquelle l'enthalpie est exprimée en fonction de la température. Dans un premier temps, ils n'ont pas tenu compte de l'hystérésis entre fusion et solidification, et les écarts alors observés entre modélisation et expérimentation les ont amenés à en tenir compte. Ils ont dès lors proposé une fonction linéaire permettant de passer d'une courbe à l'autre lorsque l'on se situe en transition de phase (Figure I.3).

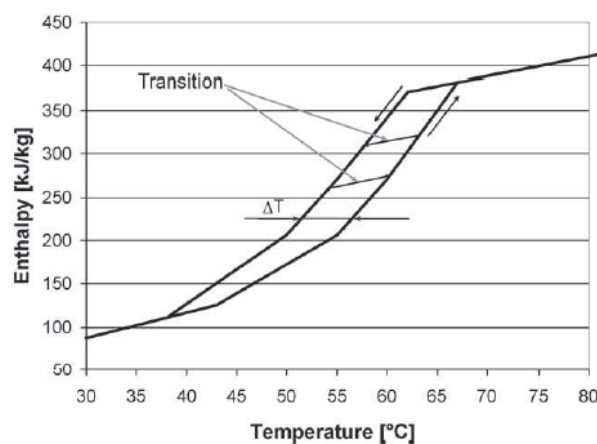


Figure I.3 : Modèle d'hystérésis avec fonction de transition linéaire proposé par Bony et Citherlet (Bony et Citherlet, 2007)

Par ailleurs, les auteurs ont proposé de tenir compte de la convection de la phase liquide sans utiliser les équations de conservation de la masse et du mouvement. Ils ont alors introduit un coefficient de conduction thermique effectif, qui est fonction du nombre de Nusselt :

$$\lambda_{eff} = \lambda Nu \quad (I.2)$$

La validation expérimentale du modèle a été réalisée en termes de valeurs de température relevées à la surface du contenant du MCP, ainsi qu'à l'intérieur de celui-ci. Des simulations ont été réalisées sans et avec modélisation de la convection (introduction ou non du coefficient de conduction thermique effective). Une fois la fusion terminée, les auteurs montrent que la non

prise en compte de la convection ne permet pas de reproduire l'homogénéisation des températures de la phase liquide. Avec la prise en compte de la convection, plus le nombre de nœuds est important, plus le comportement observé numériquement est proche de celui de observé expérimentalement. Toutefois, en contrepartie, le temps de simulation augmente significativement.

Dolado *et al.* (2011) ont étudié numériquement et expérimentalement une UST contenant des panneaux de MCP entre lesquels circule de l'air.

Le modèle développé donne l'évolution de la température de l'air selon son axe de circulation et celle du MCP selon un axe perpendiculaire au précédent. La modélisation du MCP est monodimensionnelle et les échanges de chaleur selon l'axe de circulation de l'air sont donc négligés. La discrétisation temporelle est réalisée à l'aide de la méthode des différences finies.

L'équation de conservation de l'énergie est écrite sous forme enthalpie totale (fonction de la température). Le modèle tient compte de la conduction, de la variation de l'enthalpie et de la chaleur spécifique en fonction de la température, et également de l'hystérésis et des phénomènes de surfusion. Ces derniers sont modélisés en établissant une courbe de l'enthalpie totale en fonction de la température. Cette courbe est construite par la méthode « T-history » présentée par Yinping en 1990.

Pour tenir compte des discontinuités liées à la prise en compte de l'hystérésis intervenant lorsque l'on passe d'une phase de chauffage à une phase de rafraichissement (et inversement), les auteurs utilisent des fonctions de transitions décrites dans la publication de Bony et Citherlet (2007). Ce phénomène d'hystérésis a une influence sur les performances thermiques du système de stockage.

Les phénomènes convectifs sont pris en compte par l'introduction d'un coefficient de conduction thermique effectif. Ce coefficient s'exprime par :

$$\lambda_{op} = c\lambda_{PCM} \quad (1.3)$$

Les auteurs obtiennent que, pour leurs applications (assez spécifiques étant donné que les panneaux de MCP ont une épaisseur assez réduite), la valeur du coefficient de conduction thermique effectif est comprise entre 1 et 2.

Les résultats du modèle ont été comparés à des résultats expérimentaux et une étude de sensibilité aux différentes entrées du modèle (dont les propriétés du MCP) a été réalisée. Étant donné la géométrie et le sens de circulation de l'air, la prise en compte du matériau d'encapsulation (fine paroi d'acier) n'a pas été jugée nécessaire lors de la validation du modèle.

La validation a été réalisée en terme de bilan de puissance sur l'air. Le modèle développé est jugé précis puisque l'erreur moyenne sur le bilan de puissance est inférieure à 12% sur un cycle de charge et de décharge.

Le modèle a été couplé à TRNSYS en optant pour un pas de temps de simulation permettant d'obtenir des résultats satisfaisant tout en limitant les temps de calcul. Pour un pas de temps de

simulation d'une heure avec TRNSYS, les simulations propres à l'échangeur ont un pas de temps de 5 minutes.

Borderon (2012) a étudié l'intégration de matériaux à changements dans les bâtiments, pour la rénovation thermique de ceux-ci. Dans ce cadre il a étudié le potentiel des climats français pour intégrer des échangeurs MCP/air bien dimensionnés aux bâtiments. Afin de mener cette étude un modèle d'échangeur MCP/air a été développé. Ce modèle a été validé à partir des résultats expérimentaux obtenus pour un échangeur constitué de panneaux de placoplatre imprégnés de MCP entre lesquels circule de l'air. Le modèle est en deux dimensions. Étant donnée la micro-encapsulation du MCP avant son introduction dans les panneaux, seule l'équation de conservation de l'énergie a été considérée. L'énergie latente a été modélisée à l'aide de la méthode de la chaleur spécifique équivalente. La validation expérimentale du modèle a été réalisée sur des cycles distincts de charge et de décharge avec une température d'air constante, puis sur des cycles de charge et de décharge au cours desquels la température évolue de façon sinusoïdale. Une attention particulière a été portée à la prise en compte de l'hystérésis entre la fusion et la solidification. Les courbes de chaleur spécifique équivalente en fonction de la température pour la fusion et la solidification diffèrent. De ce fait, lors d'un changement de signe de la dérivée temporelle de la température en un nœud, on change de courbe de chaleur spécifique équivalente en fonction de la température. Ce basculement se fait directement, ou sur plusieurs pas de temps, en maintenant la chaleur spécifique équivalente constante jusqu'à atteindre l'autre courbe.

Le modèle a été validé expérimentalement, malgré quelques écarts de température, vraisemblablement liés à l'imprécision du test de DSC.

Ye *et al.* (2012) ont proposé une modélisation de MCP contenus dans des cavités munies d'ailettes. Le modèle est développé sous FLUENT et est donc très fin, avec peu d'hypothèses simplificatrices, hormis le caractère idéal du changement de phase. Le modèle est comparé à différents résultats expérimentaux, aussi bien concernant la position du front de fusion, que le pourcentage de la fraction liquide. Les résultats des simulations approchent les résultats expérimentaux de manière satisfaisante. Il s'agit donc d'un modèle fiable mais qui nécessite d'importantes ressources de calcul.

Le travail de doctorat d'Arzamendia Lopez (2013) étudie la méthodologie pour la conception de matériaux « architecturés » contenant du MCP, et pour lesquels la conductivité équivalente répond aux exigences de stockage d'énergie et de puissance de restitution. Dans le cadre de ce travail, ils ont notamment développé un modèle d'échangeur Air / MCP dont la structure est comparable au système étudié par Borderon (2012). Il s'agit d'un échangeur composé de plaques de MCP conçu pour récupérer l'énergie d'une pompe à chaleur et préchauffer l'air neuf entrant.

L'équation de conservation de l'énergie avec la méthode du C_p équivalent est utilisée dans un modèle à deux dimensions. Le modèle a été validé expérimentalement en terme de température pour un cas de charge et de décharge.

Annexe J : Choix de la fonction enthalpie/température pour le modèle, comparaison des résultats numériques et expérimentaux

La Figure J.1 compare les différences de température entre la température d'air en sortie obtenue numériquement pour trois fonctions enthalpie différentes, et la valeur mesurée expérimentalement pour un essai de charge et décharge simultanées. On peut voir d'une part que les écarts ne sont pas très importants ($0,5^{\circ}\text{C}$ au maximum) et que la descente en température à $0,5^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ permet d'obtenir les valeurs les plus proches de celles obtenues expérimentalement. Ce constat se confirme énergétiquement, comme on peut le voir dans le Tableau J.1, qui donne la différence entre l'énergie fournie à l'air évaluée numériquement et celle calculée à partir des résultats expérimentaux.

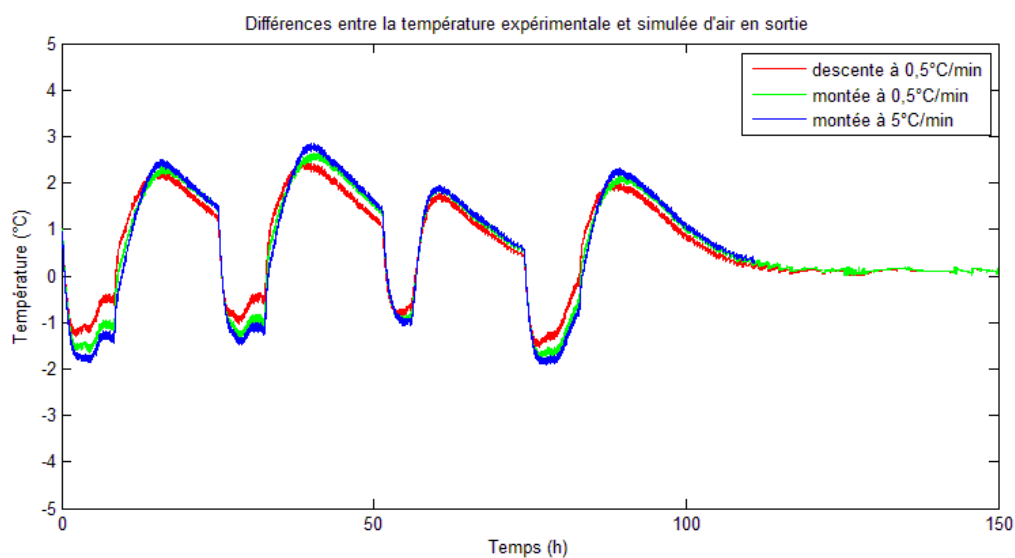


Figure J.1: Différence entre les températures d'air en sortie mesurées expérimentalement et déterminées numériquement pour trois fonctions enthalpie et pour un essai de DSC à $0,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ en descente, et un essai de DSC à $0,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ en montée, et un essai de DSC à $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ en montée

Tableau J.1 : Différence entre l'énergie fournie à l'air quotidiennement déterminée expérimentalement et numériquement

Jour	Descente à $0,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$	Montée à $0,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$	Montée à $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$
1	$-2,9 \cdot 10^5 \text{ J}$	$-3,5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$-3,8 \cdot 10^5 \text{ J}$
2	$1,5 \cdot 10^5 \text{ J}$	$1,4 \cdot 10^5 \text{ J}$	$1,4 \cdot 10^5 \text{ J}$
3	$0,3 \cdot 10^5 \text{ J}$	$0,8 \cdot 10^5 \text{ J}$	$0,1 \cdot 10^5 \text{ J}$
4	$-0,6 \cdot 10^5 \text{ J}$	$-1,0 \cdot 10^5 \text{ J}$	$-1,1 \cdot 10^5 \text{ J}$
5	$3,0 \cdot 10^5 \text{ J}$	$3,6 \cdot 10^5 \text{ J}$	
6	$1,3 \cdot 10^5 \text{ J}$	$1,4 \cdot 10^5 \text{ J}$	

Annexe K : Établissement de l'Équation (87) permettant de calculer un coefficient de convection pour une maille à partir des valeurs des coefficients de convection moyen déterminées sur deux distances délimitant la maille

Cette Annexe présente le développement ayant permis d'obtenir une expression du coefficient de convection moyen d'une maille k à partir des valeurs des coefficients de convection moyen calculés de l'entrée du tube à des longueurs z' et z'' , délimitant la maille k.

L'expression du coefficient de convection moyen d'une maille k (Équation (K.4)) est obtenue à partir de la définition mathématique du coefficient de convection moyen. Celui-ci est la moyenne des coefficients de convection locaux sur la longueur considérée. L'Équation (K.1) donne l'expression du coefficient de convection moyen pour des longueurs z' et z'' , respectivement. La maille k se situe entre z' et z'' (Figure K.1). Par ailleurs, le coefficient de convection moyen sur la maille k exprimé de manière similaire peut être réécrit sous la forme correspondant à l'Équation (K.2) ou encore l'Équation (K.3). La combinaison des Équations (K.1) et (K.3) conduit à l'Équation (K.4) qui permet de calculer le coefficient de convection moyen d'une maille k.

$$h_{z'} = \frac{1}{z'} \int_0^{z'} h(z) dz \quad \text{et} \quad h_{z''} = \frac{1}{z''} \int_0^{z''} h(z) dz \quad \text{tel que} \quad z' < z'' \quad (\text{K.1})$$

$$h_k = \frac{1}{(z'' - z')} \int_{z'}^{z''} h(z) dz \quad (\text{K.2})$$

$$h_k = \frac{1}{(z'' - z')} \left(\int_0^{z''} h(z) dz - \int_0^{z'} h(z) dz \right) \quad (\text{K.3})$$

$$h_k = \frac{1}{(z'' - z')} (z'' h_{z''} - z' h_{z'}) \quad (\text{K.4})$$

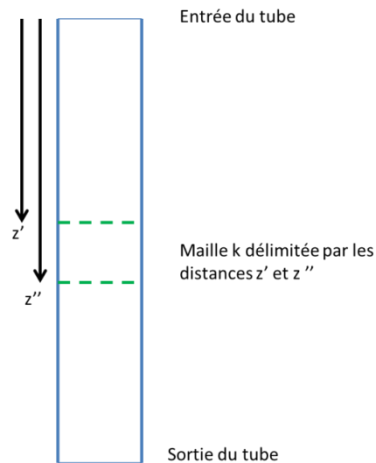
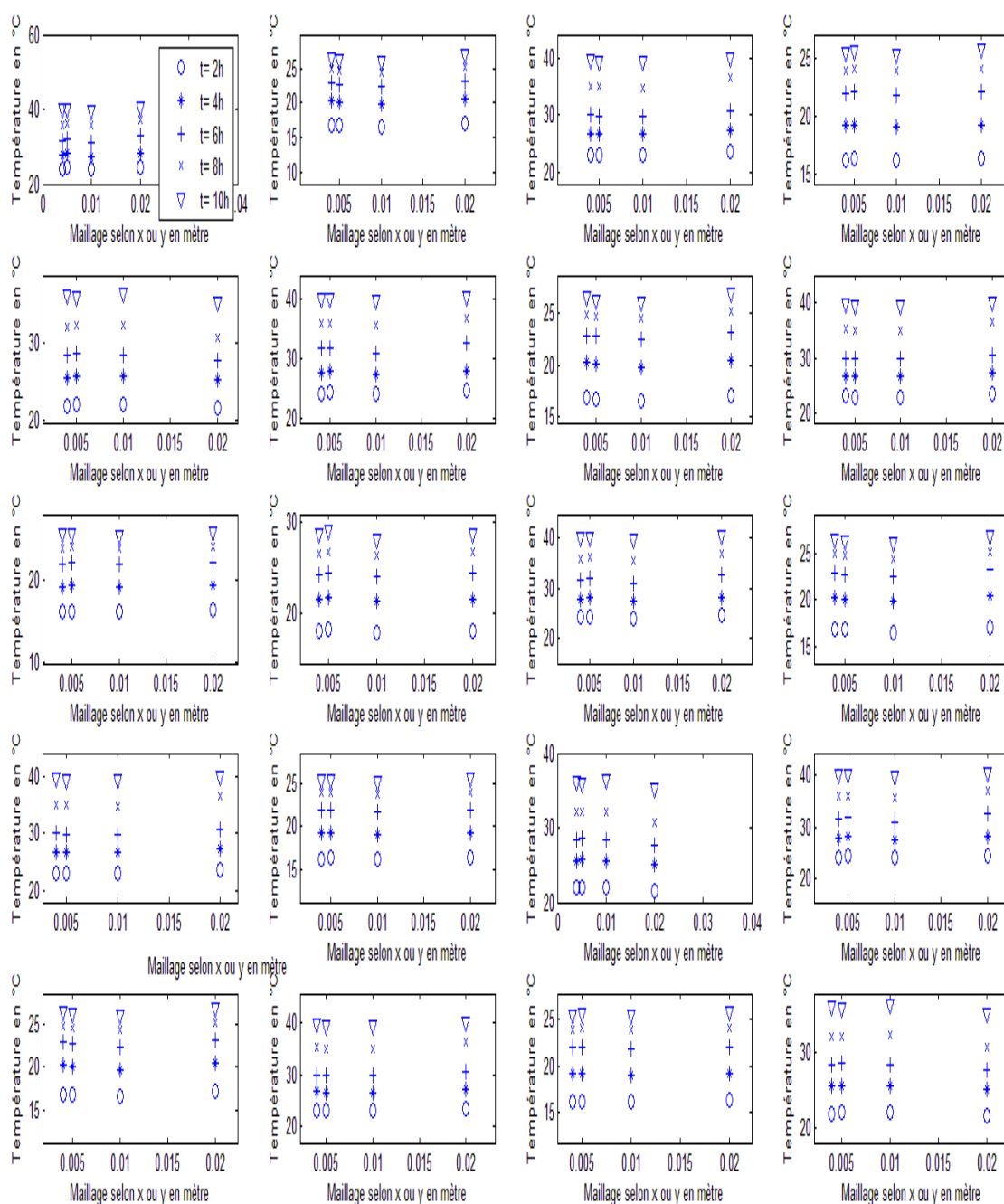


Figure K.1: Géométrie considérée pour les équations (K.1) à (K.4)...

Annexe L : Sensibilité du modèle au maillage selon la taille de maille dans le plan vertical pour le cas de la charge



Annexe M : Étalonnage des thermocouples

Les thermocouples sont immergés dans un bain de glycol dont la température est imposée par un cryothermostat. Une sonde étalon y est également immergée. Pour différents paliers de température, on enregistre dix valeurs mesurées par chaque capteur. La répétition permettant d'éviter une erreur aléatoire. À partir de ces valeurs une courbe de régression est établie afin d'apporter une correction entre les valeurs mesurées par chaque thermocouple, et les valeurs mesurées par la sonde étalon.

Une fois cette courbe de régression établie, une nouvelle série de mesures avec étalonnage a été répétées cinq fois pour quatre paliers de température, afin de déterminer l'écart restant avec la mesure de la sonde étalon. L'incertitude de chaque capteur est le majorant de ces écarts. .

Ci-dessous figurent les valeurs de vérification des thermocouples dans le MCP (la numérotation correspond à celle utilisée lors de la présentation des résultats expérimentaux) et les erreurs maximales..

ETAL	TC11	TC12	TC13	TC14	TC15	TC21	TC22	TC23	TC24	TC25
14,7	14,6	14,7	14,6	14,7	14,6	14,8	14,7	14,6	14,6	14,6
14,7	14,7	14,7	14,6	14,7	14,7	14,8	14,8	14,8	14,7	14,7
14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,6	14,8	14,8	14,7	14,7	14,7
14,7	14,7	14,7	14,7	14,6	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7
14,7	14,7	14,8	14,8	14,7	14,6	14,8	14,7	14,7	14,5	14,5
ETAL	TC11	TC12	TC13	TC14	TC15	TC21	TC22	TC23	TC24	TC25
24,4	24,5	24,5	24,6	24,5	24,6	24,6	24,6	24,6	24,5	24,5
24,4	24,5	24,6	24,6	24,5	24,6	24,6	24,7	24,6	24,5	24,5
24,4	24,6	24,5	24,5	24,5	24,6	24,5	24,7	24,6	24,5	24,5
24,4	24,5	24,6	24,6	24,5	24,6	24,7	24,7	24,6	24,5	24,5
24,4	24,5	24,5	24,5	24,5	24,6	24,6	24,7	24,6	24,5	24,5
ETAL	TC11	TC12	TC13	TC14	TC15	TC21	TC22	TC23	TC24	TC25
34,63	34,4	34,5	34,5	34,4	34,5	34,6	34,6	34,5	34,5	34,5
34,63	34,4	34,5	34,5	34,4	34,5	34,6	34,6	34,5	34,4	34,4
34,63	34,5	34,6	34,5	34,5	34,5	34,6	34,6	34,5	34,5	34,5
34,63	34,4	34,5	34,4	34,4	34,4	34,5	34,5	34,5	34,4	34,5
34,63	34,5	34,5	34,5	34,4	34,5	34,6	34,6	34,5	34,5	34,4
ETAL	TC11	TC12	TC13	TC14	TC15	TC21	TC22	TC23	TC24	TC25
49,31	49,5	49,5	49,5	49,4	49,5	49,6	49,6	49,6	49,4	49,5
49,31	49,4	49,5	49,5	49,3	49,5	49,5	49,5	49,5	49,4	49,4
49,31	49,4	49,5	49,4	49,3	49,5	49,6	49,6	49,5	49,4	49,4
49,31	49,4	49,5	49,5	49,4	49,5	49,5	49,6	49,6	49,5	49,5
49,31	49,4	49,4	49,4	49,3	49,4	49,6	49,5	49,5	49,4	49,4

ETAL	TC31	TC32	TC33	TC34	TC35	TC41	TC42	TC43	TC44
14,7	14,6	14,5	14,6	14,5	14,6	14,6	14,7	14,6	14,8
14,7	14,6	14,7	14,6	14,6	14,5	14,6	14,7	14,6	14,8
14,7	14,6	14,5	14,7	14,5	14,6	14,6	14,7	14,7	14,8
14,7	14,6	14,6	14,6	14,7	14,6	14,6	14,7	14,6	14,8
14,7	14,5	14,5	14,6	14,5	14,6	14,6	14,8	14,6	14,8
ETAL	TC31	TC32	TC33	TC34	TC35	TC41	TC42	TC43	TC44
24,4	24,5	24,5	24,6	24,6	24,4	24,5	24,6	24,6	24,7

24,4	24,5	24,4	24,4	24,5	24,4	24,4	24,5	24,6	24,7
24,4	24,5	24,4	24,5	24,5	24,4	24,5	24,5	24,5	24,7
24,4	24,5	24,5	24,6	24,6	24,5	24,5	24,6	24,6	24,7
24,4	24,5	24,5	24,5	24,6	24,4	24,5	24,5	24,6	24,7
ETAL	TC31	TC32	TC33	TC34	TC35	TC41	TC42	TC43	TC44
34,6	34,5	34,4	34,5	34,4	34,4	34,5	34,5	34,5	34,5
34,6	34,4	34,3	34,4	34,5	34,3	34,4	34,5	34,5	34,6
34,6	34,4	34,4	34,4	34,5	34,3	34,5	34,4	34,4	34,5
34,6	34,4	34,4	34,4	34,4	34,4	34,5	34,5	34,5	34,6
34,6	34,4	34,4	34,5	34,5	34,4	34,5	34,5	34,5	34,6
ETAL	TC31	TC32	TC33	TC34	TC35	TC41	TC42	TC43	TC44
49,3	49,4	49,4	49,5	49,5	49,4	49,5	49,4	49,5	49,5
49,3	49,4	49,4	49,4	49,5	49,4	49,5	49,4	49,4	49,5
49,3	49,4	49,3	49,4	49,5	49,3	49,5	49,4	49,5	49,4
49,3	49,4	49,4	49,4	49,5	49,3	49,4	49,4	49,5	49,5
49,3	49,5	49,4	49,4	49,5	49,4	49,5	49,4	49,5	49,5

Incertitude maximale

TC11	TC12	TC13	TC14	TC15	TC21	TC22	TC23	TC24	TC25
0,23	0,2	0,23	0,23	0,23	0,3	0,3	0,29	0,23	0,23
TC31	TC32	TC33	TC34	TC35	TC41	TC42	TC43	TC44	
0,23	0,33	0,23	0,23	0,33	0,23	0,23	0,23	0,3	

Pour les températures d'air en entrée et sortie de l'UST :

ETAL	TE-UST	TS-UST
14,7	14,6	14,3
14,7	14,6	14,3
14,7	14,6	14,3
14,7	14,6	14,3
14,7	14,6	14,3
ETAL	TE-UST	TS-UST
24,4	24,3	24,3
24,4	24,3	24,3
24,4	24,2	24,3
24,4	24,3	24,3
24,4	24,3	24,3
ETAL	TE-UST	TS-UST
34,6	34,1	34,2
34,6	34,1	34,2
34,6	34,1	34,2
34,6	34,1	34,2
34,6	34,1	34,2
ETAL	TE-UST	TS-UST
49,3	47,6	49,1
49,3	47,6	49,1
49,3	47,6	49,1
49,3	47,6	49,1
49,3	47,6	49,1

On constate une dérive progressive dans les hautes températures. Toutefois, en pratique, les températures d'air mesurées lors des essais expérimentaux sont comprises entre 0 et 25 °C. On retient une incertitude maximale de 0,2°C pour le thermocouple situé en entrée de l'UST ainsi que pour le thermocouple situé en sortie.

Annexe N : Calcul des incertitudes sur le bilan énergétique

Cette Annexe présente les différents calculs d'incertitude. Au préalable les incertitudes des constantes physiques sont estimées.

Incertitude des propriétés thermophysiques

Propriétés thermiques de l'air

La masse volumique, la chaleur spécifique, la conductivité thermique et la viscosité cinématique de l'air sont déterminées à partir d'expressions présentées à l'Annexe 3. Ces propriétés sont fonctions de la température. Celle-ci est définie comme la moyenne de la température d'entrée et de la celle de sortie de l'air, $\overline{T_{air}}$.

L'incertitude de ces propriétés est estimée pour un cas limite, avec une différence de température entre l'air et l'UST extrême (MCP totalement liquide et air entrant froid), soit une température d'entrée T_E de 5°C, et une température de sortie T_S de 35°C. Pour chaque propriété thermique X de l'air on propose :

$$\varepsilon_X = \max(|X(\overline{T_{air}}) - X(T_E)|, |X(\overline{T_{air}}) - X(T_S)|) \quad (N.1)$$

On obtient:

Propriété :	$\nu_{air} (m^2.s^{-1})$	$\lambda_{air} (W.m^{-1}.K^{-1})$	$Cp_{air} (J/kg.K)$	$\rho_{air} (kg.m^{-3})$	$Pr_{air} (-)$
Valeur :	$1,50.10^{-5}$	0,0257	1005,3	1,205	0,7098
Incertitude :	$1,4.10^{-6}$	0,0012	0,6157	0,065	0,0043

Ces incertitudes sont utilisées pour les calculs d'incertitude présentés ci-après.

Propriétés thermiques du MCP

La chaleur spécifique est donnée par le fabricant à 2 kJ.kg⁻¹. Toutefois, suite aux essais de DSC effectués, nous la situons à 2,2 kJ.kg⁻¹. De ce fait, l'incertitude est estimée à 0,2 kJ.kg⁻¹.

Concernant les incertitudes du changement de phase, nous avons réalisé deux essais de DSC et nous disposons des données communiquées par Rubitherm. Ces trois sources de données donnent des valeurs de propriétés thermophysiques différentes, à savoir celles :

- de la chaleur latente L_{MCP} ;
- des températures de début et de fin de fusion et des températures de début et de fin de solidification, soit T_{f1} , T_{f2} , T_{s1} et T_{s2} respectivement ;
- de la distribution de la chaleur latente sur la plage de changement de phase. Cette distribution est utilisée pour la construction de la fonction $h = f(T)$.

La chaleur latente totale, L_{MCP} , est caractérisée par une évolution de l'enthalpie en fonction de la température et dépend du changement de phase. Elle intervient lors d'expériences avec un changement de phase achevé.

Les valeurs de fusion obtenues par les essais de DSC sont de 178 kJ.kg⁻¹ et 175 kJ.kg⁻¹ pour les deux essais de DSC. Celle communiquée par Rubitherm est de 180 kJ.kg⁻¹ à $\pm 7,5\%$ près. En pratique, lorsque la chaleur latente intervient, on retiendra $L_{MCP} = 178 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et $\varepsilon_{L_{MCP}} = 14 \text{ kJ.kg}^{-1}$ pour la fusion.

Dans le cas de la solidification, on obtient 197 kJ.kg^{-1} et 172 kJ.kg^{-1} par les tests de DSC et 189 kJ.kg^{-1} à $\pm 7,5\%$ près d'après le fournisseur Rubitherm. On retient dans ce cas $L_{MCP} = 189 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et $\varepsilon_{L_{MCP}} = 15 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

En ce qui concerne la distribution de cette chaleur latente et les points de début et de fin de changement de phase, on ne peut pas poser de valeur à proprement parler pour le modèle. Il est néanmoins possible d'en tenir compte dans la lecture des résultats mais nous nous sommes efforcés d'éliminer cette contrainte lorsque cela est possible (en travaillant dans une seule phase). Le choix de la fonction $H = f(T)$ dépend d'une expérience en montée ou en descente.

Incertitude de calcul du coefficient U_p

Le coefficient U caractérise les échanges de chaleur entre l'UST et son environnement. Il est déterminé à partir d'un essai réalisé en évolution libre de température, et a été reproduit deux fois. On pose :

$$(U)_n = \frac{V_{MCP} C_{p_{MCP}} \rho_{MCP} (\Delta T_n)}{S dt \sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})} \quad (N.2)$$

Plusieurs grandeurs intervenant dans ce calcul ont une incertitude :

- les deux différences de températures ΔT_n et $\sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})$. L'incertitude d'une différence de températures est la somme des incertitudes de mesure de chaque température.
- les propriétés thermophysiques du MCP et son volume.

L'incertitude du pas de temps est négligée car elle est de l'ordre de grandeur de l'estimation du temps pour un ordinateur. L'incertitude sur la surface d'échange est également négligée.

On pose :

$$\begin{aligned} \varepsilon_U = & \left| \frac{C_{p_{MCP}} \rho_{MCP} (\Delta T_n)}{S dt \sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})} \right| \varepsilon_{V_{MCP}} + \left| \frac{V_{MCP} \rho_{MCP} (\Delta T_n)}{S dt \sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})} \right| \varepsilon_{C_{p_{MCP}}} \\ & + \left| \frac{V_{MCP} C_{p_{MCP}} (\Delta T_n)}{S dt \sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})} \right| \varepsilon_{\rho_{MCP}} + \left| \frac{V_{MCP} C_{p_{MCP}} \rho_{MCP}}{S dt \sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})} \right| \varepsilon_{\Delta T_n} \\ & + \left| \frac{V_{MCP} C_{p_{MCP}} \rho_{MCP} (\Delta T_n)}{S dt \sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})^2} \right| \varepsilon_{\sum (T_{ext} - T_{paroi\ i})} \end{aligned} \quad (N.3)$$

L'incertitude de calcul du coefficient U vaut $\varepsilon_U = 0,013 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, et le coefficient U vaut $0,42 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. L'incertitude relative est donc de 3% environ. Le calcul de la valeur du coefficient U_p peut donc être qualifié de fiable.

Dans ce cas l'incertitude mise en évidence par la répétabilité de l'expérience est plus importante que l'incertitude liée au calcul. De ce fait, on pose un $U = (0,42 \pm 0,04) \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Incertitude de calcul du taux d'infiltration d'air

Un protocole expérimental à bilan énergétique nul a été mis en place afin d'évaluer la valeur du taux d'infiltration d'air dans le réseau aéraulique de l'UST. L'équation posée est la suivante :

$$a\tau_{inf}^2 + b\tau_{inf} + c = 0 \quad (\text{N.4})$$

avec :

$$a = \sum \frac{\dot{q}_{mesuré}}{3600} \rho_{Air} C_{p_{Air}} (T_E - T_{Ext}) \quad (\text{N.5})$$

$$b = \sum \frac{\dot{q}_{mesuré}}{3600} \rho_{Air} C_{p_{Air}} [T_{Ext} + T_S - 2T_E] - 2 UpS \sum (T_{Ext} - T_p) \quad (\text{N.6})$$

$$c = UpS \sum (T_{Ext} - T_p) + \sum \frac{\dot{q}_{mesuré}}{3600} \rho_{Air} C_{p_{Air}} (T_E - T_S) \quad (\text{N.7})$$

On a donc :

$$\tau_{inf} = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} \quad (\text{N.8})$$

En négligeant l'incertitude sur le produit $\rho_{Air} C_{p_{Air}}$, l'incertitude sur le taux d'infiltration s'exprime par :

$$\varepsilon_{\tau_{inf}} = \left| \frac{-1}{2a} \right| \varepsilon_a + \left| \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} \right| \varepsilon_b + \left| \frac{1}{4\sqrt{\Delta}} \right| \varepsilon_{\Delta} \quad (\text{N.9})$$

avec :

$$\varepsilon_a = \sum \left| \frac{\dot{q}_{mesuré}}{3600} \rho_{Air} C_{p_{Air}} \right| (\varepsilon_{T_E} + \varepsilon_{T_{Ext}}) + \left| \frac{\rho_{Air} C_{p_{Air}}}{3600} (T_E - T_{Ext}) \right| \varepsilon_{\dot{q}_{mesuré}} \quad (\text{N.10})$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_b = & \sum \left| \frac{\dot{q}_{mesuré}}{3600} \rho_{Air} C_{p_{Air}} \right| (\varepsilon_{T_{Ext}} + 2\varepsilon_{T_E} + \varepsilon_{T_S}) \\ & + \sum \left| \frac{\rho_{Air} C_{p_{Air}}}{3600} [T_{Ext} + T_S - 2T_E] \right| (\varepsilon_{\dot{q}_{mesuré}}) + |2 UpS| (\varepsilon_{T_{Ext}} + \varepsilon_{T_p}) \\ & + \left| S \sum (T_{Ext} - T_p) \right| \varepsilon_{Up} \end{aligned} \quad (\text{N.11})$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_c = & \sum \left[|UpS| (\varepsilon_{T_{Ext}} + \varepsilon_{T_p}) + |S(T_{Ext} - T_p)| \varepsilon_{Up} + \left| \frac{(T_E - T_S)}{3600} \rho_{Air} C_{p_{Air}} \right| \varepsilon_{\dot{q}_{mesuré}} \right. \\ & \left. + \left| \frac{\dot{q}_{mesuré}}{3600} \rho_{Air} C_{p_{Air}} \right| (\varepsilon_{T_S} + \varepsilon_{T_E}) \right] \end{aligned} \quad (\text{N.12})$$

$$\varepsilon_{\Delta} = |2b| \varepsilon_b + |-4c| \varepsilon_c + |-4a| \varepsilon_c \quad (\text{N.13})$$

La valeur d'incertitude du taux d'infiltration $\varepsilon_{\tau_{inf}}$ est de l'ordre de 10^5 . Ceci s'explique par le grand nombre de variables, l'équation du second degré et l'hypothèse initiale, à savoir que le bilan énergétique sur l'UST est nul. Cela permet de travailler avec une expression simplifiée du taux d'infiltration τ_{inf} . Or, en tenant compte des incertitudes de calcul, le bilan énergétique n'est plus nul. L'incertitude sur le taux d'infiltration ne peut donc pas être estimée avec fiabilité par ce calcul.

Incertitude de calcul du débit réel

La détermination du taux d'infiltration τ_{inf} permet d'appliquer une correction sur le débit réel et, par conséquent, d'apporter une correction sur la température de sortie :

$$\dot{q}_{mesuré}(1 - \tau_{inf}) = \dot{q}_{réel} \quad (\text{N.14})$$

$$T_{s,réel} = \frac{T_{s,mesuré} - \tau_{inf}T_E - \tau_{inf}T_{ext}}{(1 - 2\tau_{inf})} \quad (\text{N.15})$$

On pose ensuite :

$$\varepsilon_{\dot{q}_{réel}} = (1 - \tau_{inf})\varepsilon_{\dot{q}_{mesuré}} + \dot{q}_{mesuré}\varepsilon_{\tau_{inf}} \quad (\text{N.16})$$

Pour des débits de 7,5 et 15 m³.h⁻¹, on obtient ainsi des incertitudes de 1,6 et 2,5 m³.h⁻¹, respectivement.

Annexe O : Confrontation des résultats expérimentaux et numériques pour des essais de charge et décharge simultanées

Cette annexe présente la confrontation expérimental/numérique pour des essais réalisés en charge et décharge simultanées. Le protocole a été le même pour tous les essais : une période de charge/décharge simultanées d'une durée de huit heures, suivie d'une période de décharge seule. Les résultats obtenus sont similaires à ceux du cas présenté à la Section 9 du Chapitre 4, à savoir que le modèle numérique surestime la température de sortie durant les phases de chauffe, puis la sous-estime lorsque le chauffage est arrêté.

Pour chaque essai réalisé, les courbes de température de sortie obtenues expérimentalement et numériquement sont présentées.

Expérience 1

Condition expérimentale (et paramètres d'entrée du modèle numérique) :

- Débit d'air : $7,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Température d'air : $4,7^\circ\text{C}$
- Puissance de chauffe de 330 W, pendant les huit premières heures

La différence moyenne des températures d'air soufflé expérimentale et simulée est de $-0,015^\circ\text{C}$. On peut donc en conclure que, sur la durée de l'essai, la surestimation numérique en période de chauffe est compensée par la sous-estimation numérique en l'absence de chauffage.

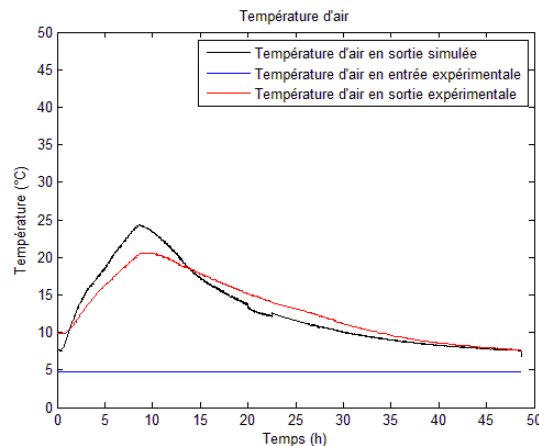


Figure O.1: Température d'air soufflé obtenue expérimentalement et numériquement,

Expérience 2

Condition expérimentale (et paramètres d'entrée du modèle numérique) :

- Débit d'air : $8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Température d'air : $4,9^\circ\text{C}$
- Puissance de chauffe de 200 W, pendant les huit premières heures

La différence moyenne des températures d'air soufflé expérimentale et simulée vaut 0,6°C. Le modèle numérique sous-estime donc quelque peu la température de sortie sur une période de 25 heures.

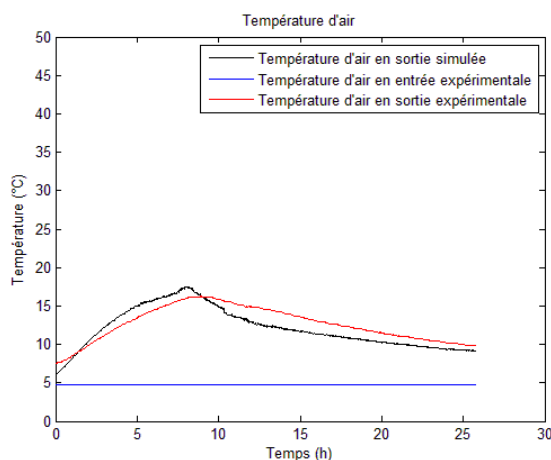


Figure O.2: Température d'air soufflé obtenue expérimentalement et numériquement

Par ailleurs pour cette expérience, la sensibilité du modèle à la variation du débit a été étudiée, car la mesure du débit présente une incertitude, qui influe sur les résultats de températures soufflées. Le Tableau O.1 présente les variations de température d'air soufflé simulée, pour 5 valeurs coefficient du débit. Pour une incertitude se situant entre -20% et +5% l'écart de température d'air soufflé moyen varie de près de 1,5°C. Cela représente 3 fois l'écart de température d'air soufflé moyen avec la valeur de débit de référence.

Tableau O.1 : Différence de température entre expérience et simulation en fonction d'un coefficient pondérant le débit mesuré afin de tenir compte de l'incertitude.

	ΔT moyen (°C)	ΔT maximum (°C)
0,8 * Débit mesuré	-0,18	1,4
0,85 * Débit mesuré	0,2	2
0,90 * Débit mesuré	0,54	2,4
Débit mesuré	0,6	2,6
1,05 * Débit mesuré	1,4	3,5

Expérience 3

Condition expérimentale (et paramètres d'entrée du modèle numérique) :

- Débit d'air : $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Température d'air : 11°C pendant la chauffe puis 5°C
- Puissance de chauffe de 400 W, pendant les huit premières heures

La différence moyenne des températures d'air soufflé expérimentale et simulée vaut 0,86°C. Le modèle numérique sous-estime donc de nouveau la température de sortie sur une période de 24 heures.

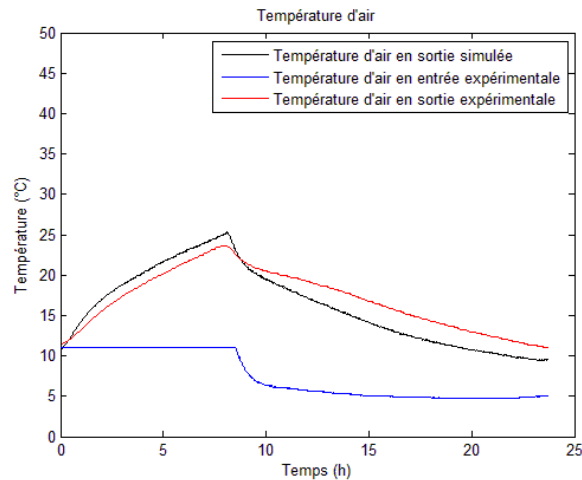


Figure O.3: Température d'air soufflé obtenue expérimentalement et numériquement

Synthèse :

Les comparaisons entre résultats numériques et résultats expérimentaux réalisées dans différentes conditions conduisent à l'observation de tendances similaires. Cependant, l'écart de température semble plus important à faible puissance et à faible débit, comme le montre l'expérience 1 où la différence expérimentale/numérique atteint 5°C en fin de période de chauffe.

Les écarts de température d'air en sortie entre essais et simulations peuvent atteindre plusieurs degrés. Néanmoins, les écarts moyens de températures sur l'ensemble de la période sont inférieur à 1°C, et dans le cas du faible débit sont proche de 0°C. C'est le cas de l'expérience présentée à la Section 9 du Chapitre 4. Le modèle donne des résultats en terme d'énergie fournie à l'air cohérents avec l'expérience pour un cycle journalier. De ce point de vue, les résultats numériques sont exploitables dans l'optique d'un couplage à des simulations thermiques dynamiques du bâtiment.

En perspective, étant donné que la précision du modèle varie en fonction des conditions expérimentales (paramètres d'entrée du modèle), il conviendrait de vérifier la sensibilité de la précision du modèle à ces conditions expérimentales. Le Tableau O.1 est une ébauche de ce travail. On pourrait alors estimer les limites d'exploitations du modèle.

Développement d'un mur capteur/stockeur solaire pour le chauffage des bâtiments à très basse consommation d'énergie

L'exploitation des énergies renouvelables est une voie nécessaire afin de lutter contre le réchauffement climatique, et afin d'anticiper la raréfaction des matières premières. Le mur capteur/stockeur solaire appliqué aux bâtiments à très basses consommations d'énergie s'inscrit dans cette volonté d'une transition vers les énergies renouvelables. Dans le cadre de ces travaux de thèse, l'énergie solaire est stockée dans des matériaux à changement de phase qui permettent un stockage de chaleur latente plus dense que le stockage sensible des matériaux de construction traditionnels. Cette énergie est restituée à l'ambiance intérieure par la circulation d'air neuf à travers l'élément de stockage.

Un mur capteur/stockeur solaire a été développé en s'appuyant sur une revue bibliographique préalable des différents travaux scientifiques menés pour des problématiques similaires. Le dispositif a été expérimenté en environnement réel dans un premier temps, intégré à l'enveloppe d'un petit bâtiment en bois fortement isolé. La quantité de chaleur captée par le mur peut atteindre $2 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$, pour une quantité de chaleur restituée à l'air de $1,5 \text{ kWh.jour}^{-1}$.

Le dispositif a été testé en conditions maîtrisées de laboratoire. Une attention particulière a été portée à la mesure de température au sein même du MCP, afin d'analyser le comportement thermique de ce dernier. Deux phénomènes ont été observés : le recouvrement de la phase liquide sur la phase solide et l'homogénéisation des températures en phase liquide. Le comportement thermique du MCP dépend des interactions entre trois flux : le flux de charge (apport solaire), le flux de décharge (énergie restituée à l'air) et un flux vertical induit par le recouvrement de la phase liquide sur la phase solide. Par ailleurs, un modèle numérique dynamique du mur capteur a été développé en volumes finis. Ce modèle permet de simuler l'effet de serre du mur capteur, le stockage de chaleur et les phases de solidification et de fusion du MCP, et la restitution de chaleur à l'air entrant dans le bâtiment. Les résultats numériques alors obtenus ont été confrontés aux données expérimentales. Le modèle a été validé pour la température d'air soufflée (en sortie du mur capteur). L'écart entre valeurs expérimentales, sur des périodes journalières, est en moyenne de $0,6^\circ\text{C}$ pour la température d'air soufflé et est inférieur à 10 % pour l'énergie fournie à l'air préchauffé. Ces différences sont inférieures aux incertitudes de mesures et à l'incertitude du calcul énergétique. Le modèle ainsi validé peut être couplé au code de simulation thermique dynamique du bâtiment TRNSYS.

Mots clés : énergétique, bâtiment à basse consommation d'énergie, mur solaire, stockage de chaleur, matériaux à changement de phase, chauffage passif, modélisation, ventilation en convection forcée, expérimentation, métrologie

Experimental tests and modeling of a solar storage wall for low energy consumption building

Use of renewable energy is a necessary way to fight global warming and to anticipate scarcity of raw materials. The solar/storage wall used in buildings with lower energy consumption meets this evolution to renewable energy sources. In this thesis, solar energy is stored in a phase change material (PCM), which provides latent storage. The latent storage is higher than sensible storage in usual building materials. This energy is restored to indoor air, by circulation and heating of inlet air through the wall storage element.

In this thesis work, the solar storage wall was developed, based on previous published works dealing with similar systems. An experiment has been carried out with the solar storage integrated in a small wood building with a high insulation. The solar energy recovered by the wall reaches $2 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{day}^{-1}$ and $1,5 \text{ kWh.day}^{-1}$ was restored to air.

In a second experiment, a prototype was developed to be used in controlled laboratory conditions. Special attention was given to PCM temperature measures to analyze the PCM thermal behavior. Two phenomena were observed: (i) liquid phase recovering solid phase, (ii) temperature homogenization in liquid phase. The PCM thermal behavior depends on interactions between three energetic flows: the charge flow (solar energy recovered), the restored flow (energy restored to the inlet air) and a vertical flow created by the liquid phase recovering.

Furthermore, a numerical dynamic model for the solar storage wall was developed. It is based on a finite volume approach. This model simulates: (i) the ground effect in a solar wall, (ii) the thermal energy storage and phase changes, and (iii) heat recovery energy to air inlet. Numerical results were compared to experimental values. The model was validated for air temperature for daily cycle defined with a charge period (during sunning) and a continue air heating. The difference between numerical values and experimental values are lower than 0.6°C in mean temperature, and 10% in energy. This difference is lower than measurement uncertainties and energy calculation error margins. So the model is validated and can be coupled with the dynamic thermal simulation code: TRNSYS.

Keywords : energetics, buildings with lower energy consumption, solar wall, heat storage; phase change materials, passive heating, modelling, forced convection, experiment, metrology



Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour
l'Environnement

Pôle Sciences et Technologie
Avenue Michel Crépeau
17042 LA ROCHELLE CEDEX

